BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

SERIA A

- Mecanică aplicată
- Electrotehnică și electronică
- Construcția de mașini și tehnologia prelucrării metalelor

VOL. XXVI - 1984

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV



SERIA 

Mecanică aplicată
Electrotehnică și electronică
Construcția de mașini și tehnologia prelucrării metalelor

VOL. XXVI - 1984

SUMAR

SUMMARY

INHALTSVERZEICHNIS

SOMMAIRE

Pag.

Pag.

EIN EBENES FINITES ELEMENT IM ZUSTAND EINER MEMBRANE FÜR ELASTODYNAMISCHE ANALYSEN DER MECHANISCHEN SYSTEME

Ing.Sorin Vlase,Lektor,Universität Braşov

Wir nehmen ein ebenes Finites Element im Zustand einer Membrane an, bezogen auf ein lokalisiertes Koordinatensystem xOy (Abb.1).Dieses Element führt eine planparallele Bewegung (wie starre Körper) aus. Das lokalisierte Bezugssystem hat den Ursprung O(X,Y) und es hat sich in bezug zum System XO'Y um einen winkel θ gedreht.Wir bezeichnen mit $\bar{v}(\dot{X},\dot{Y})$ und $\bar{a}(\ddot{X},\ddot{Y})$ die Geschwindigkeit, beziehungsweise die Beschleunigung des lokalisierten Systems, und mit ω und ε die Winkelgeschwindigkeit, beziehungsweise die Winkelbeschleunigung des angenommen finiten Elementes.Der Punkt M(x,y) wird in Folge der Deformierung zum Punkt M'(x+u,y+v).

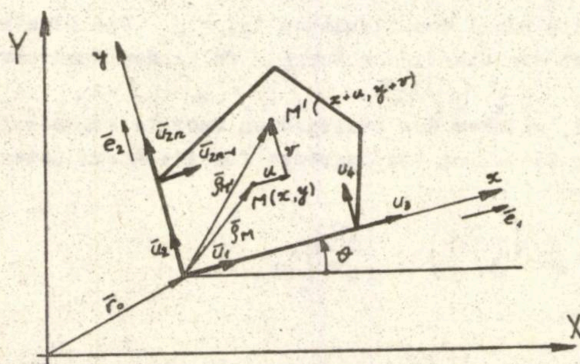


Abb.1

Wir drücken die Verlagerungsfelder u(x,y,t) und v(x,y,t) durch Knotenverlagerung:

$$\{\delta_1\}=\begin{Bmatrix}u_1\\u_2\end{Bmatrix};\ \{\delta_2\}=\begin{Bmatrix}u_3\\u_4\end{Bmatrix};\ \dots\qquad;\{\delta_n\}=\begin{Bmatrix}u_{2n-1}\\u_{2n}\end{Bmatrix}.$$

mit den Beziehungen:

$$\begin{Bmatrix}u\\v\end{Bmatrix}=\left[N(x,y)\right]\begin{Bmatrix}\delta_1(t)\\\delta_2(t)\\\vdots\\\delta_n(t)\end{Bmatrix}=\left[N\right]\{\delta\}\qquad(1)$$

aus.

Wobei die Beziehung:

$$\{\delta\}=\{\delta_1^T\ \delta_2^T\ \qquad \delta_n^T\}^T.$$

gilt.

Der Stellungsvektor des Punktes M', in bezug Hauptsystem ist:

$$\{r_{M'}\}=\begin{Bmatrix}X\\Y\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}\cos\theta&\sin\theta\\-\sin\theta&\cos\theta\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}x+u\\y+v\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}X\\Y\end{Bmatrix}+\left[R\right]\begin{Bmatrix}x+u\\y+v\end{Bmatrix}\qquad(2)$$

wobei:

$$\left[R\right]=\begin{bmatrix}\cos\theta&\sin\theta\\-\sin\theta&\cos\theta\end{bmatrix}.$$

Man erhält die Geschwindigkeit des Punktes M :

$$\{v_{M'}\}=\begin{Bmatrix}\dot X\\\dot Y\end{Bmatrix}+\left[\dot R\right]\begin{Bmatrix}x+u\\y+v\end{Bmatrix}+\left[R\right]\begin{Bmatrix}\dot u\\\dot v\end{Bmatrix}\qquad(3)$$

oder:

$$\{v_{M'}\}=\begin{Bmatrix}\dot X\\\dot Y\end{Bmatrix}+\left[\dot R\right]\begin{Bmatrix}x\\y\end{Bmatrix}+\left[\dot R\right]\begin{Bmatrix}u\\v\end{Bmatrix}+\left[R\right]\begin{Bmatrix}\dot u\\\dot v\end{Bmatrix}=$$

$$=\begin{Bmatrix}\dot X\\\dot Y\end{Bmatrix}+\left[\dot R\right]\begin{Bmatrix}x\\y\end{Bmatrix}+\left[\dot R\right]\left[N\right]\{\delta\}+\left[R\right]\left[N\right]\{\dot\delta\}.$$

Wenn t die Dicke des Elementes ist, ρ die Dichtefunktion, dann hat die kinetische Energie folgenden Ausdruck:

$$E_c=\frac{1}{2}\int_A t\rho\, v_{M'}^2\,dA=\frac{1}{2}\int_A t\rho\{v_{M'}\}^T\{v_{M'}\}\,dA.\qquad(4)$$

Der Teil, welcher der kinetischen Energie zugeschrieben wird, aus der Gleichung von Lagrange für die Koordinaten $\{\delta\}$ ist folgender:

$$\frac{d}{dt}\left(\begin{Bmatrix}\frac{\partial E_c}{\partial\dot\delta}\end{Bmatrix}\right)-\begin{Bmatrix}\frac{\partial E_c}{\partial\delta}\end{Bmatrix}.$$

Wir haben:

$$\begin{Bmatrix}\frac{\partial E_c}{\partial\dot\delta}\end{Bmatrix}=\int t\rho\left[\frac{\partial\{v_{M'}\}^T}{\partial\dot\delta}\right]\{v_{M'}\}\,dA=\int t\rho\left[N\right]^T\left[R\right]^T\{v_{M'}\}\,dA=$$

$$\int t\rho\left[N\right]^T\left[R\right]^T\left(\begin{Bmatrix}\dot X\\\dot Y\end{Bmatrix}+\left[\dot R\right]\begin{Bmatrix}x\\y\end{Bmatrix}+\left[\dot R\right]\left[N\right]\{\delta\}+\left[R\right]\left[N\right]\{\dot\delta\}\right)dA.\qquad(5)$$

Gleichfalls:

$$\left\{\frac{\partial E_c}{\partial \delta}\right\} = \int t\rho\, [N]^T [\dot R]^T \left(\begin{Bmatrix} \dot X \\ \dot Y \end{Bmatrix} + [\dot R]\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + [\dot R][N]\{\delta\} + [R][N]\{\dot\delta\}\right) dA$$

Durch Ausrechnen erhalten wir:

$$\frac{d}{dt}\left(\left\{\frac{\partial E_c}{\partial \dot\delta}\right\}\right) - \left\{\frac{\partial E_c}{\partial \delta}\right\} = \left(\int t\rho [N]\, dA\right)[R]\begin{Bmatrix} \ddot X \\ \ddot Y \end{Bmatrix} +$$

$$+ \int t\rho [N]^T[R]^T[\ddot R]\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} dA - 2\left(\int t\rho\, [N]^T[R]^T[\dot R][N] dA\right)\{\dot\delta\} +$$

$$\left(\int t\rho [N]^T[R]^T[\ddot R][N] dA\right)\{\delta\} + \left(\int t\rho [N]^T[N] dA\right)\{\ddot\delta\} \quad (6)$$

aber:

$$[\dot R] = \omega \begin{bmatrix} -\sin\theta & \cos\theta \\ -\cos\theta & -\sin\theta \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Wir können schreiben:

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = [N]\{\delta\} = \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \end{bmatrix}\{\delta\}.$$

Dann:

$$[N]^T[R]^T[\ddot R] = [N_1^T\ N_2^T]\left(\varepsilon\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} - \omega^2\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}\right) =$$

$$= \varepsilon[-N_2^T\ N_1] - \omega^2[N_1^T\ N_2] \ ;$$

$$[N]^T[R]^T[\dot R][N] = \omega\, [N_1^T N_2^T]\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \end{bmatrix} = \omega(-N_2^T N_1 + N_1^T N_2) ;$$

$$[N]^T[R]^T[\ddot R][N] = [N_1^T\ N_2^T]\left(\varepsilon\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} - \omega^2\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}\right)\begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \end{bmatrix} =$$

$$= \varepsilon(-N_2^T N_1 + N_1^T N_2) - \omega^2(N_1^T N_1 + N_2^T N_2).$$

Die Matrix: $-N_2^T N_1 + N_1^T N_2 = N_1^T N_2 - (N_1^T N_2)^T$ ist antisymmetrisch und $N_1^T N_1 + N_2^T N_2$ ist symmetrisch.

Daraus folgt:

$$\frac{d}{dt}\left(\left\{\frac{\partial E_c}{\partial \dot\delta}\right\}\right) - \left\{\frac{\partial E_c}{\partial \delta}\right\} =$$

$$= \left(\int t\rho [N] dA\right)[R]\begin{Bmatrix} \ddot X \\ \ddot Y \end{Bmatrix} + \varepsilon\int t\rho(-N_2^T x + N_1 y)\, dA -$$

$$-\omega^2\int t\rho(N_1^T x + N_2^T y)\, dA - 2\omega\left(\int t\rho\left[N_1^T N_2 - (N_1^T N_2)^T\right] dA\right)\{\dot\delta\} +$$

$$+\varepsilon\left(\left(\int t\rho(-N_2^TN_1+N_1^TN_2)dA\right)\{\delta\}-\omega^2\left(\int t\rho(N_1^TN_2+N_2^TN_2)dA\right)\{\delta\}+\right.$$
$$+\left(\int t\rho[N]^T[N]dA\right)\{\ddot{\delta}\}.$$

Durch folgende Bezeichnungen:

$$[M]=\int t\rho(N_1^TN_1+N_2^TN_2)dA=\int t\rho[N]^T[N]dA;$$

$$[M_c]=\int t\rho\left[N_1^TN_2-(N_1^TN_2)^T\right]dA;$$

$$[M_{oi}]=\int t\rho[N]\,dA;$$

$$\{M_{i\varepsilon}\}=\int t\rho(N_1^Ty-N_2^Tx)\,dA;$$

$$\{M_{i\omega}\}=\int t\rho(N_1^Tx+N_2^Ty)\,dA.$$

erhalten wir:

$$\frac{d}{dt}\left(\left\{\frac{\partial E_c}{\partial\dot{\delta}}\right\}\right)-\left\{\frac{\partial E_c}{\partial\delta}\right\}=$$
$$=[M]\{\ddot{\delta}\}-2\omega[M_c]\{\dot{\delta}\}+\left(\varepsilon[M_c]-\omega^2[M]\right)\{\delta\}+$$
$$+\varepsilon\{M_{i\varepsilon}\}-\omega^2\{M_{i\omega}\}+[M_{oi}][R]\left\{\begin{matrix}\ddot{X}\\\ddot{Y}\end{matrix}\right\}.$$

Die Gleichungen für das angenommene endliche Element werden folgende sein, wenn die Steifigkeitsmatrix $[K]$ und der Vektor der Knotenkräfte $\{Q\}$ eingeführt werden:

$$[M]\{\ddot{\delta}\}-2\omega[M_c]\{\dot{\delta}\}+\left([K]+\varepsilon[M_c]-\omega^2[M]\right)\{Q\}=$$
$$=[M_{oi}][R]\left\{\begin{matrix}\ddot{X}\\\ddot{Y}\end{matrix}\right\}-\varepsilon\{M_{i\varepsilon}\}+\omega^2\{M_{i\omega}\}+\{Q\},$$

mit:

$[M]$, $[K]$ -symmetrischen Matrizen;
$[M_c]$ -antisymmetrischen Matrizen.

Literatur

[1] Bagci,C. Elastodynamic response of mechanical systems using matrix exponential,mode uncoupling and incremental forcing techniques with finite element method.Proceedings of the sixth World Congress on Theory of Machinessand Mechanisms,India,1983,p.472.

[2] Bahgat,B.,M.,Willmert,K.,D. Finite Element Vibrational Analysis of Planar Mechanisms.Mechanisms and Machine Theory, 1976,vol.11,p.47.

[3] Cleghorn,W.,L.,Fenton,R.,G.,Tabarrok,B. Finite Element Analysis of High-Speed Flexible Mechanism.Mechanism and Machine Theory,vol.16,No.4,p.4o7,1981.

[4] Midha,A.,Erdam,R.,G.,Frohrib,D.,A. Finite Element Approach to Mathematical Modeling of High Speed Elastic Linkage.Mechanism and Machine Theory,vol.13,p.6o3,1978.

[5] Nath,P.,K.,Ghosh,A. Kineto-Elastodinamic Analysis of Mechanism by Finite Element Method.Mechanism and Machine Theory,vol 15,198o,p.179.

[6] Pandrea,N.,Nicolaescu,N. Analiza cinetostatică a mecanismelor plane cu cuple superioare prin metoda elementelor finite, Simpozion Mecanisme şi Transmisii Mecanice,Timişoara,oct.198o, p.255.

[7] Pelecudi,C., Pandrea,N. Analiza cinetoelastodinamică a diadei 3R prin metoda elementelor finite.Sesiunea ştiinţifica,Inst. Politehnic Timişoara(în Buletin),198o.

[8] Vlase,S. Ecuaţiile de mişcare pentru element finit plan.Obţinerea ecuaţiilor.Lucrările simpozionului Prasic,noiembrie, 1982,Braşov,vol.I,p.183.

[9] Vlase S. Asupra ecuaţiei de mişcare a mecanismelor în metoda elementului finit.Lucrările simpozionului Prasic,noiembrie, 1982,Braşov,vol.I,p.189.

VLASE, S.

ELEMENT FINIT IN STARE DE MEMBRANA PENTRU ANALIZA ELASTODINAMICA A SISTEMELOR MECANICE CU LEGATURI

Rezumat

In lucrare este analizat un element finit plan în stare de membrană utilizat la analiza elastădinamică a sistemelor meca - nice cu legături.Este scrisă expresia energiei unui astfel de element după care, utilizîndu-se ecuaţiile lui Lagrange, sînt deduse ecuaţiile de mişcare ale elementului.

Lucrarea reprezintă prima încercare de extindere a metodei elementului finit de la bare la elemente plane în cazul considerării mişcării de ansamblu a sistemului de corpuri.

Faţă de ecuaţiile de mişcare scrise pentru sisteme liniar elastice fixe în ansamblu, apar o serie de termeni specifici (efecte inerţiale, Coriolis).

Lucrarea continuă preocupările autorului în acest domeniu.

ÉLÉMENT FINIT PLAN MEMBRANE UTILISÉ À L'ANALYSE ÉLASTODINAMIQUE DES SYSTEMES MÉCANIQUES

Resumé

Dans ce travail est analysé un élément finit plan membrane utilisé à l'analyse élastedinamique des systemes mécaniques avec des liaisonss Est éxprime l'énergie mécanique de cet élé - ment et ,en utilisant les équations de Lagrange, sont obtenu les équations de mouvement pour l'élément.

Le travail représent le premier essai d'extension de la mé - tode des élémentes finites aux élémentes planes dans les cir - cumstances d'éxistence du mouvement d'ansamble,"de rigid", des systemes mécaniques.

Sont continue les préoccupatiom de l'auteur dans le de - main.

ROTATIONAL STRESSES IN CIRCULAR SAWS

Dr.Sc.(Eng) Grigore Gogu, Lecturer, University of Brașov

1. Introduction

The circular saws, used to cutting wood or metals, are cutting tools having the form of a circular disk with a central fastening hole and the tooth construction on the periphery. The saw angular velocity induces tensile membrane stresses, influencing the tool dynamic behavior.

The paper present the rotational stresses calculation for the constant or variable thickness circular saws, taking into consideration the effect of the periphery tooth construction. An analytical computing method is indicated for the constant thickness circular saws and a numerical computation is made, using the finite elements method, for the variable thickness circular saws.

2. Rotational stresses in the constant thickness circular saw

In a constant thickness circular disk with a central hole, made from a material with the mass density $\rho = \gamma/g$, rotating by an angular velocity ω, the forces of inertia produce stresses given by the relations [1] :

$$\sigma_r = \frac{EA}{1-\nu} - \frac{EB}{r^2(1+\nu)} - \frac{3+\nu}{8}\frac{\gamma}{g}\omega^2 r^2 ;$$
$$\sigma_\theta = \frac{EA}{1-\nu} + \frac{EB}{r^2(1+\nu)} - \frac{1+3\nu}{8}\frac{\gamma}{g}\omega^2 r^2 , \qquad (1)$$

where: r is the radius and ν is the Poisson's ratio (ν =o,3 for steel).

The values of A and B integration constant are obtained depending on the circular saw boundary conditions (fig.1). In the technical literature are presented different solutions for this problem.

So, in the papers [2], [3], [4], [5] the calculation model is reduced to a circular disk with the outer boundary free and the inner one built-in to the radius r_s (fig.1,e), that is:

$$r = r_e \Longleftrightarrow \sigma_r = 0 \; ; \qquad r = r_s \Longleftrightarrow u = 0 \,. \tag{2}$$

In the paper [6] is neglected the presence of the central hole and fastening collars (fig.1,c), considering the following boundary conditions:

$$r = r_e \Longleftrightarrow \sigma_r = 0 \qquad r = 0 \Longleftrightarrow u = 0 \tag{3}$$

In the papers [7], [8], [9], [10], [11] the fastening conditions are neglected, considering the both outer and inner boundary free (fig.1,d), that is:

$$r = r_e \Longleftrightarrow \sigma_r = 0 \; ; \qquad r = r_i \Longleftrightarrow \sigma_r = 0 \,. \tag{4}$$

The influence of the boundary conditions (2),(3) and (4) on the rotational stress distribution in the circular saws is exhaust discused in the paper [12].

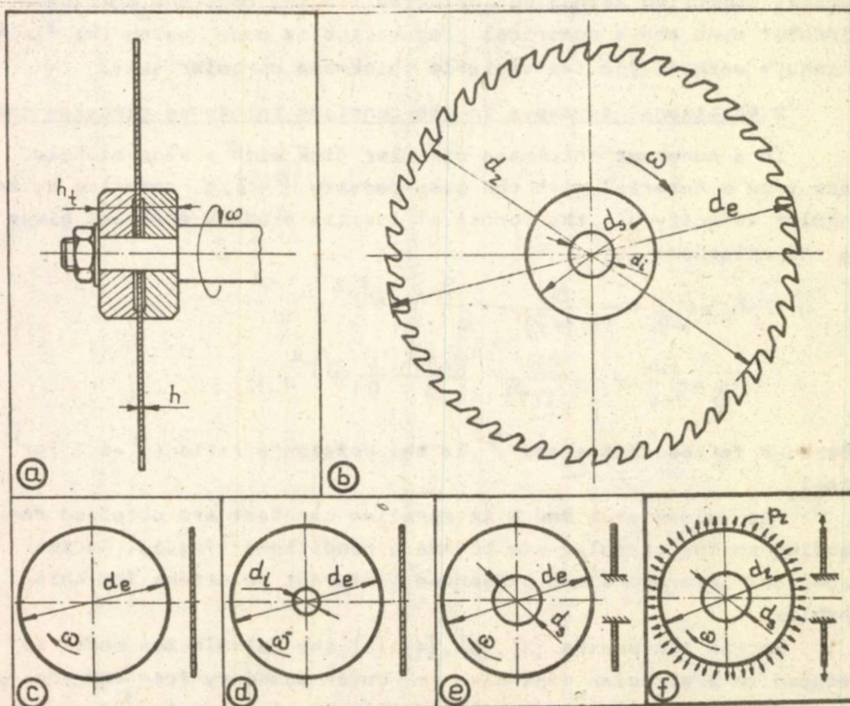


Fig.1

The calculation model presented in the mentioned technical literature neglect the effect of the periphery tooth construction, which has an important role on the distribution of the rotational stresses as it will show afterwards.

The author has elaborated a calculation method [13], considering the circular saw as a rotating circular disk, centrally clamped to the fastening collar radius r_s, with the outer boundary limitated by the tooth base circumference (fig.1,b), solicited by an uniformely distributed external pressure p_z (fig.1,f). This pressure is due to the forces of inertia carried out by the teeth on the considered rotating circular disk. Consequently, in the circular saw the rotational stresses are composed by the stresses produced by the forces of inertia according to the rotation of the considered circular disk, given by the relations (1) with the boundary conditions:

$$r = r_z \Longleftrightarrow \sigma_r = 0 ; \qquad r = r_s \Longleftrightarrow u = 0, \tag{5}$$

on which are overlaped the stresses produced by the external pressure p_z, given by the expressions [1]:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2}\left[A'(1+\nu) - \frac{B'}{r^2}(1-\nu)\right]; \qquad \sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2}\left[A'(1+\nu) + \frac{B'}{r^2}(1-\nu)\right], \tag{6}$$

with the boundary conditions;

$$r = r_z \Longleftrightarrow \sigma_r = p_z ; \qquad r = r_s \Longleftrightarrow u = 0 . \tag{7}$$

The radial pressure p_z is given by the relation [13]:

$$p_z = \frac{\gamma' \omega^2}{3 g r_z}\left(r_e^3 - r_z^3\right), \tag{8}$$

where

$$\gamma' = \gamma \frac{z A_z}{\pi (r_e^2 - r_z^2)}, \tag{9}$$

A_z representing the lateral surface of a tooth and z the number of teeth.

In the boundary conditions (2) and (7) we can consider u=o, for $r=r_s$, because the fastening collars are more rigid than the circular saw, having an external diameter of 2...4 time less than the saw external diameter and a thickness of 1o...15 time bigger

than the saw thickness. In the same time the collar tightening is enough strong to do not allow the saw radial displacement according to the fastening collars. Considering the saw togerher with the collars as a stepped circular disk (fig.1.a),with h_t=22 mm, h=2 mm, r_s=6o mm and r_e=16o mm, in rotative motion, with n=3ooo rot/min, the radial displacement to the radius r_s is of 12 time less than the displacement to the same radius in the case of a constant thickness circular disk with the both inner and outer boundary free - the boundary conditions (4).

The relations (1) with the boundary conditions (5) give us the stresses produced in the circular saw by the forces of inertia according to the rotation of the circular disk without teeth, having the external diameter d_z (fig.1.b):

$$\sigma_r = \frac{\gamma\omega^2}{8g}\left[C_1 r_s r_z - C_2\frac{r_s^2 r_z^2}{r^2} - (3+\nu)r^2\right];$$
$$\sigma_\theta = \frac{\gamma\omega^2}{8g}\left[C_1 r_s r_z + C_2\frac{r_s^2 r_z^2}{r^2} - (1+3\nu)r^2\right], \qquad (10)$$

where

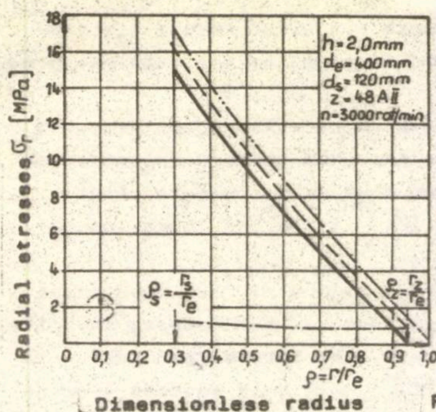
$$C_1 = \frac{1+\nu}{r_s r_z}\cdot\frac{(1-\nu)r_s^4 + (3+\nu)r_z^4}{(1+\nu)r_z^2 + (1-\nu)r_s^2};\quad C_2 = (1-\nu)\frac{(1+\nu)r_s^2 - (3+\nu)r_z^2}{(1+\nu)r_z^2 + (1-\nu)r_s^2}.$$

The relation (6) with the boundary conditions (7) give us the stresses produced in the circular saw by the forces of inertia due to the teeth:

$$\sigma_{r,\theta} = \frac{p_z r_z^2}{r^2}\cdot\frac{(1+\nu)r^2 \pm (1-\nu)r_s^2}{(1+\nu)r_z^2 + (1-\nu)r_s^2}. \qquad (11)$$

Finally, the rotational stresses produced in the circular saw result from the summing of the relations (1o) and (11):

$$\sigma_r = \frac{\gamma\omega^2}{8g}\left[C_1 r_s r_z - C_2\frac{r_s^2 r_z^2}{-2} - (3+\nu)r^2\right] + \frac{p_z r_z^2}{r^2}\cdot\frac{(1+\nu)r^2 + (1-\nu)r_s^2}{(1+\nu)r_z^2 + (1-\nu)r_s^2};$$
$$\sigma_\theta = \frac{\gamma\omega^2}{8g}\left[C_1 r_s r_z + C_2\frac{r_s^2 r_z^2}{r^2} - (1+3\nu)r^2\right] + \frac{p_z r_z^2}{r^2}\cdot\frac{(1+\nu)r^2 - (1-\nu)r_s^2}{(1+\nu)r_z^2 + (1-\nu)r_s^2}. \qquad (12)$$



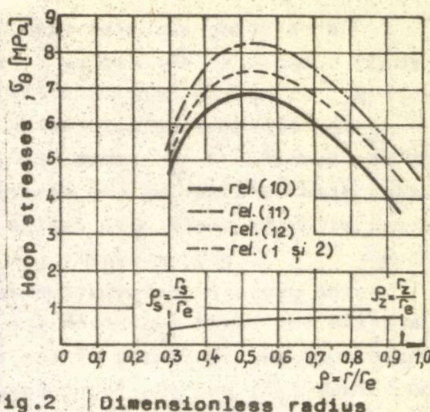
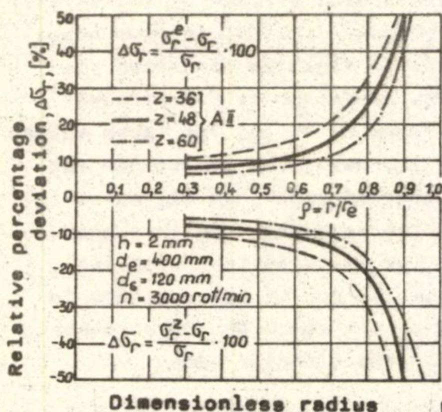


Fig.2



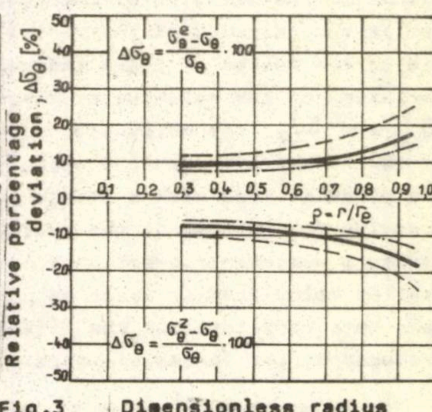


Fig.3

To point out the differences which appear in the calculus of the rotational stresses in circular saws, using the calculation models, presented in the technical literature, and the calculation model, proposed by the author, in fig.2 is presented the variation on the radius of the radial stresses and the hoop stresses, calculated considering the circular saw in rotatory motion as;

- a rotating circular disk, with the outer radius r_e, centrally clamped to the radius r_s, using the relations (1) and the boundary conditions (2);
- a rotating circular disk, with the outer radius r_z, centrally clamped to the radius r_s, using the relations (1o);
- a circular disk, with the outer radius r_z, centrally clamped to the radius r_s, strained by the external pressure p_z, using the relations (11);

- a rotating circular disk, with the outer radius r_z, centrally clamped to the radius r_s and strained by the external pressure p_z, using the relations (12).

The stresses calculated by the calculation model proposed by the author ($\sigma_{r,\theta}$) have values included between the stresses calculated considering the rotating disk with the outer radius equal with the tooth base radius ($\sigma^z_{r,\theta}$) and the tooth top radius ($\sigma^e_{r,\theta}$), respectivelly.

The proposed calculation method allows to take into consideration the teeth type with its geometrical parameters: the pitch, the number and the depth of the teeth, the bottom rake (α), the back rake (β) and the front rake (γ). All this amounts are included in the calculus of the tooth lateral surface A_z and implicit in the calculus of the radial pressure p_z. So, to give emphasis to the number of teeth influence in fig.3 is presented the variation of the relative percentage deviation of the stresses $\sigma^z_{r,\theta}$ and $\sigma^e_{r,\theta}$, respectivelly, according to $\sigma_{r,\theta}$, for three values of the number of teeth (36,48,6o). The deviation are bigger for the circular saws with a little number of teeth, in all cases increasing to the base of the tooth. The stresses from this area, having a remarkable importance for the saw elastical stability, must be calculated as exact as possible. So, it is necessary to take into consideration the effect of the teeth on the stresses produced by the forces of inertia in the circular saws.

3. Rotational stresses in the variable thickness circular saw

The determination of the rotational stresses in the variable thickness circular saws was made numerically, by the finite ele-

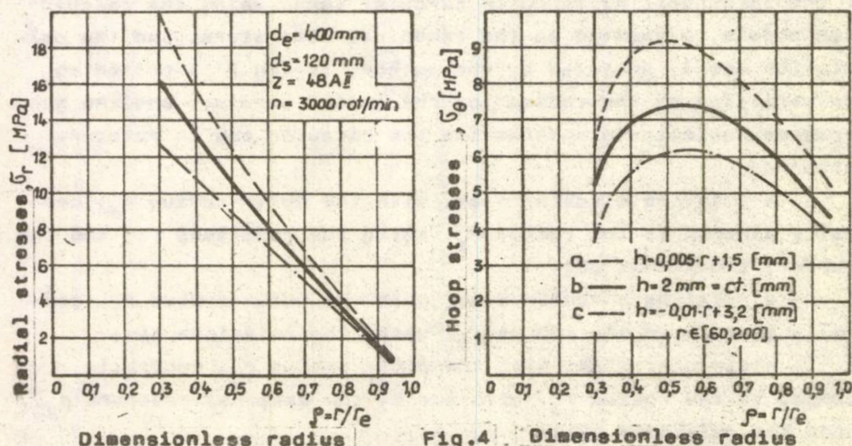


Fig.4

ments method, using the SAP IV program 14 . According to the constant thickness saw (fig.4,b), in the variable thickness circular saw the stresses increase with the increasing of thickness to the periphery (fig.4,a) and decrease with the increase of thickness to the inner edge (fig.4,c).

4. Conclutions

The stresses values are much influenced by the boundary conditions used to solve the differential equation which described the rotational stresses distribution in the circular saw. For a more exact calculus the effect of the teeth must be taken in consideration too.

References

[1] DEUTSCH,I.Rezistenţa materialelor (Strength of the Materials), E.D.P.,Bucureşti,1976.

[2] MOTE,C.D.,Jr.Circular Saw Stability...A Theoretical Approach. In: Forest Prod.J.,vol.14,nr.6,1964,p.244-264.

[3] PAHLITZSCH,G.,FRIEBE,E.Uber das Vorspannen von Kreissageblattern.1 Mitt.In:Holz als Roh-und Werkstoff,vol.31,nr.11,1973, p.429-436.

[4] PAHLITZSCH,G,FRIEBE,E. Uber das Vorspannen von Kreissageblattern.2 Mitt.In:Holz als Roh-und Werkstoff,vol.31,nr.12,1973, p.457-463.

[5] CARLIN,J.F.,APPL,F.C.,BRINDWELL,H.C.,DUBOIS,P.R. Effects of Tensioning on Buckling and Vibration of Circular Saws Blades. In:Trans.ASME,Ser.B,vol.97,nr.1,1975,p.37-48.

[6] DUGDALE,D.S.Stiffness of a Spinning Disk Clamped at its Centre. In:J.Mech.Phys.Solids,vol.14,1966,p.349-359.

[7] LAPIN,P.I.Skorostnoe pilenie na kruglopil'nyh stankah.In:Lesn. prom.,nr.3,1954,p.29-32.

[8] JAKUNIN,JA.K.,HASDAN,S.M.Ob ustojcivosti i vibracii diskov kruglyh pil pri pilenii.In:Derevoobr.prom.,nr.8,1957,p.11-14.

[9] RADU,A.,DOGARU,V.Cu privire la stabilitatea pînzelor circulare (Concerning the Circular Saw Stability).In:Industria lemnului,nr.6,197o,p.211-214.

[1o] CURTU,I.,SERBU,A.Aspecte privind turaţiile critice la ferăstraiele circulare (Critical Velocities of Rotation in Circular Saws).In:Industria lemnului,nr.2,197o,p.49-55.

[11] JAKUNIN,N.K.O podgotovke kruglyh pil k rabote.In:Derevoobr. prom.,nr.5,1977,p.8-1o.

[12] FRIEBE,E.Steifheit und Schwingungsverhalt von Kreissageblattern fur die Holzbearbeitung.Diss.T.H.Braunschweig,1973.

[13] GOGU,GR.Contribuţii la optimizarea tăierii lemnului cu pînze circulare (Contributions to the Optimizing of Cutting Wood by circular saws).Teză de doctorat,Universitatea din Braşov,1983.

[14] BATHE,K.J.,WILSON,E.,PETERSON,F. SAP IV - A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Linear Systems. University of California - Berkeley.

GOGU,GR.

TENSIUNILE PRODUSE IN PINZELE CIRCULARE IN MISCARE DE ROTATIE

Rezumat

In lucrare se prezintă calculul tensiunilor produse de forțele de inerție în pînzele circulare de grosime constantă sau variabilă, cu luarea în considerare a efectului danturii. Pentru pînzele circulare de grosime constantă este indicată o metodă analitică de calcul, iar pentru pînzele circulare de grosime variabilă este efectuat un calcul numeric, utilizînd metoda elementelor finite.

ROTATIONAL STRESSES IN CIRCULAR SAWS

Abstract

In this paper is presented the calculus of the rotational stresses in the constant or variable thickness circular saws, taking into consideration the effect of the periphery tooth construction. An analytical computation method is indicated for the constant thickness circular saws and a numerical computation is made , using the finite elements method, for the variable thickness circular saws.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN DER STEIFIGKEIT VON RUDER UND PADDEL

Dr.Ing.I.Curtu Dozent am der T.U.Braşov;
Dipl.Ing.Fl.Sperchez Oberassistent am der T.U.Braşov;
Dipl.Ing.P.Iordache Assistent am der T.U.Braşov;
Ing.(grad.) A.Löx Forscher am der T.U. Braşov.

1. Allgemeine Betrachtungen

Eine der Haupteigenschaften der Ruder (Rahmenruder) und Paddel (kurzes Ruder) vom Schif (Bild 1) ist die Steifigkeit, beziehungsweise deren Elastizität.

Die internationalen Normen sehen eine höchstzulässige Durchbiegung an Rudern von 57 mm und an Paddeln von 55 mm, bei einer Kraft von 125 N welche am Schaufelhals angebracht ist, vor.

Die Steifigkeit der Ruder und Paddel ist durch die Natur der Holzart, den Aufbau der dazugehörigen Schichten, der Grösse

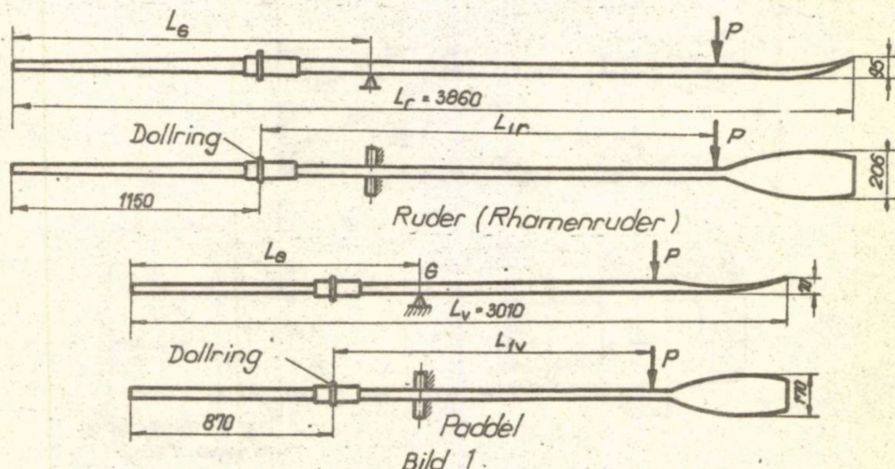


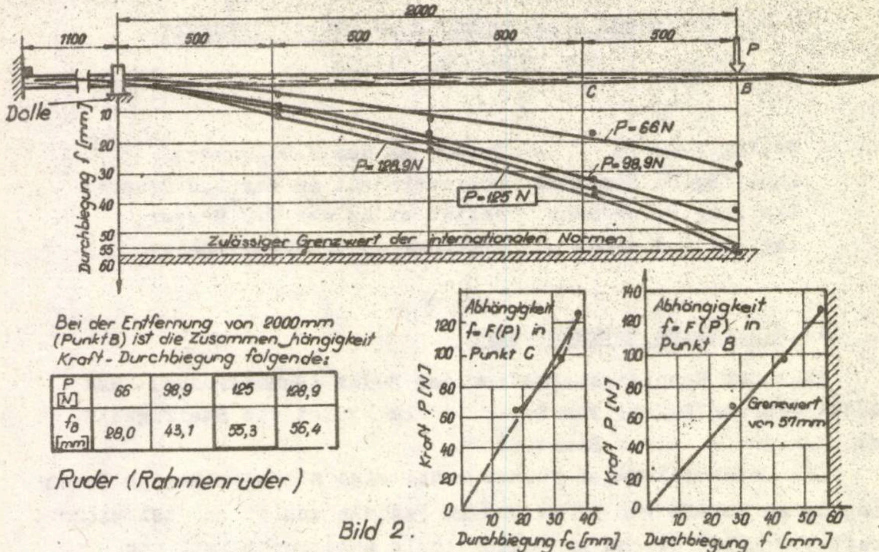
Bild 1.

und der geometrischen Form der Ruder-und Paddel-Körper in verschiedenen Querschnitten ; die Richtung der Beanspruchung; die Art der

Anbringung und andere beeinflusst.

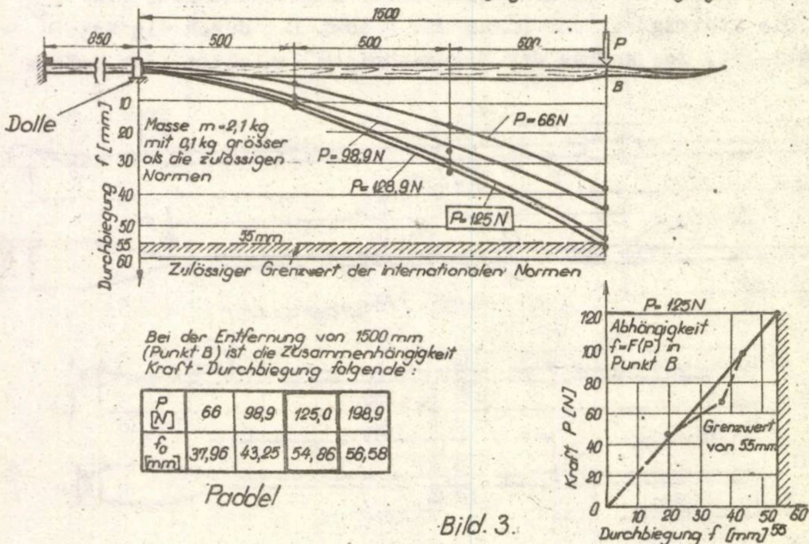
2. Experimentelle Untersuchungen

Neben den analytischen Berechnungen bezüglich der Steifig-



P [N]	66	98,9	125	128,9
f_B [mm]	28,0	43,1	55,3	56,4

Bild 2.



P [N]	66	98,9	125,0	198,9
f_B [mm]	37,96	43,25	54,86	56,58

Bild. 3.

keit der Ruder und Paddel [3] wurden experimentelle Messungen unternommen, weil diese die physikalischen Erscheinungen getreu darstellen.

Für diese wurden im Labor für Festigkeitslehre ein Experimentierstand entworfen und angefertigt [3] .

Auf diesen Stand werden die Ruder und Paddel fixiert, auf Biegung beansprucht und in verschiedenen Punkten sowie in Punkt B (Bild 2 und 3) die Durchbiegungen gemessen. Die erhaltenen Werte werden mit denen der internationalem Normen verglichen :

	L_{lv}	L_{lr}	P	Masse	Durchbiegung f_z
Paddel	1500 mm	-	125 N	2,o kg	55 mm
Ruder	-	2000 mm	125 N	4,1 kg	57 mm

Auf Grund der experimentellen Messungen werden auch die mittleren verformten Fasern der Paddel und Ruder gezeichnet. Die Erkenntnis dieser ist bei den kinematischen Untersuchungen der Punkte auf der Schaufel und am Griff notwendig, so wie beim biomechanischem Studium der Ruderer (Sportler) von Bedeutung.

Die erhaltenen Ergebnisse sind in Bild 2 und 3 dargestellt.

3. Schlussfolgerungen

Auf Grund der experimentellen Messungen wurde folgende Schlussfolgerung gezogen :

- die Höchstwerte der Durchbiegung im Ruderkörper sind 55,3 mm (im Vergleich zu den zulässigen von 57 mm) und im Falle der Paddel von 54,8 mm (im Vergleich zu dem zulässigen von 55 mm) ;
- der Experimentierstand ermöglicht schnelle Messungen mit einer hohen Genauigkeit ;
- die in unserem Land hergestellten Ruder und Paddel vom Schif gliedern sich in die der internationalen Normen ein.

SCHRIFTUM

[1] CURTU,I. ş.a. Calculul de rezistenţă în industria lemnului, Bucureşti, Editura tehnică, 1982.

[2] CURTU,I., GHELMEZIU,N. Mecanica lemnului şi materialelor pe bază de lemn. Bucureşti, Editura tehnică, 1984.

[3] IORDACHE,P.ş.a. Optimizarea structurii ramelor şi vîslelor de schif în vederea reducerii greutăţii şi creşterea rigidităţii. I. Tema de cercetare nr.4, Universitatea din Braşov, 1984.

[4] * * * - Documentaţia de la I.P.L. Reghin.

CURTU, I., SPERCHEZ, Fl., IORDACHE, P., LÖX, A.

CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND RIGIDITATEA RAMELOR SI VISLELOR DE SCHIF

Rezumat

In lucrare se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale referitoare la rigiditatea ramelor şi vîslelor de schif. Pentru cercetări s-a conceput, proiectat şi executat un stand experimental ce permite măsurarea concomitentă în mai multe puncte a săgeţilor ramelor şi vîslelor de schif solicitate la încovoiere.

Valorile săgeţilor maxime au fost comparate cu valorile limită prevăzute în normele internaţionale.

Vîslele şi ramele de schif produse în ţara noastră se încadrează foarte bine, din punct de vedere al rigidităţii, în normele internaţionale.

Standul experimental este pus la dispoziţia întreprinderii de articole sportive din Reghin/România în vederea testării ramelor şi vîslelor de schif.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN DER STEIFIGKEIT VON RUDER UND PADDEL

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen der Steifigkeit von Rudern und Paddeln (kurze Ruder) vorgelegt. Für die Untersuchungen wurde ein Experimentierstand entworfen und angefertigt, welcher die gleichzeitige Messung der Durchbiegungen in mehreren Punkten der Ruder und Paddel bei Biegebeanspruchung ermöglicht.

Die Höchstwerte der Durchbiegung werden mit den zulässigen Werten der internationalen Normen verglichen.

Die in unserem Lande hergestellten Ruder und Paddel gliedern sich sehr gut, in Bezug auf die Steifigkeit, den internationalen Normen ein.

Der Versuchsstand steht zur Verfügung des Unternehmens für Sportartikel aus Reghin/Rumänien zur Prüfung der Ruder und Paddel vom Schif.

OPTIMIERTE APPROXIMATION DER KUGELFLÄCHE DURCH DREIECKFLÄCHIGE POLYEDER

Dipl.Ing. VENERA IACOB, Assistent an der Universität Brașov,
Dipl.Ing. MARIANA DOGARIU, Assistent an der Universität Brașov,
Dr.Ing. DORU VELICU, Dozent an der Universität Brașov.

Da die im Maschinenbau häufig benützte Approximation der Kugelfläche durch Längs- und Breitenkreisgitter nicht immer eine gute Annäherung an die Kugel bietet, wird in der vorliegenden Arbeit eine Optimierungsmethode der Approximierung von Kugelflächen durch sphärische Polyedergitter[1] dargestellt. Für diese Optimierung wird die Verfeinerung der Dreieckflächen eines aus einem regulären Polyedergitter abgeleiteten Gitters durch Anwendung einer zusammengesetzten Operation bestehend aus einer Kantenverdreifachung und einer nachfolgenden Pyramidenbildung vorgeschlagen.

Die Kantenverdreifachung ist eine der Kantenverdopplung[1] gleichartige Operation, bei der die Kanten der ursprünglichen Dreieckflächen in drei Segmente geteilt werden, wonach die Endpunkte dieser Segmente auf die dem Gitter umgeschriebene Kugel projiziert werden. Diese Projektionen werden miteinander gemäss Bild 1,a verbunden und bilden Eckpunkte des neuen Gitters.

Die sphärische Pyramidenbildung[1] ist die Operation, bei der ein beliebiger Punkt, als Pyramidenspitze betrachtet, auf der Kugelfläche gewählt und mit den Eckpunkten des entsprechenden Polyederpolygons, als Pyramidenbasis betrachtet, verbunden wird. In der vorliegenden Arbeit wurde als Pyramidenspitze die Projektion des Umkreismittelpunktes des Ursprungsdreiecks auf die Umkugel angenommen, da dieser Punkt die beste Kugelannäherung gewährt. In Bild 1,a ist die Kantenverdreifachung eines ursprünglichen Dreiecks und in Bild 1,b die Pyramidenbil-

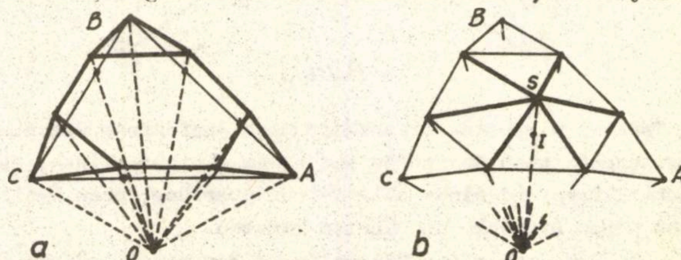


Bild 1

dung über dem, infolge der Kantenverdreifachung entstandenen, räumlichen Zentralsechseck dargestellt.

Für die Übersicht der, aus einem ursprünglichen Dreieck, nach Ausführung der zusammengesetzten Operation erhaltenen geometrischen Elemente wurde die im Schema aus Bild 2,a gezeigte Nummerierung der Dreiecke und das im Schema aus Bild 2,b gezeigte Kanntenkennzeichnungssystem verwendet. Die im allgemeinen Fall kongruenten Kanten tragen darin die gleiche Bezeichnung.

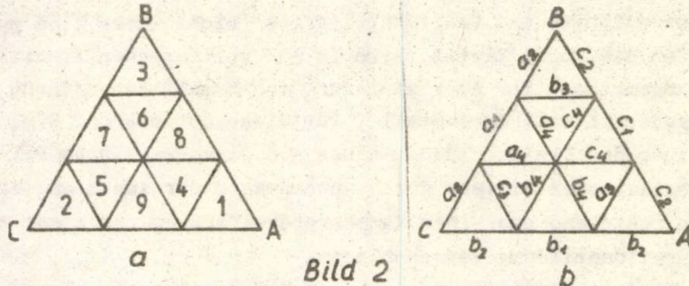


Bild 2

Es wurden zwei Ausführungsvarianten der Kantenverdreifachung studiert, die sich durch die Art der Dreiteilung der ursprünglichen Kante unterscheiden. In der Variante A (s. Bild 3.a) wurde die Kante des ursprünglichen Dreiecks in drei gleiche Teile geteilt so dass nach der Projektion neue Kanten $l_1 \neq l_2$ ($l_{1,2}$ stellen Kanten $a_{1,2}$, $b_{1,2}$ oder $c_{1,2}$ nach Bild 2,b, dar) entstanden, während in der Variante B (s. Bild 3,b) die Kantendreiteilung derart ausgeführt wurde, dass nach der Projektion neue Kanten $l_1 = l_2$ entstanden.

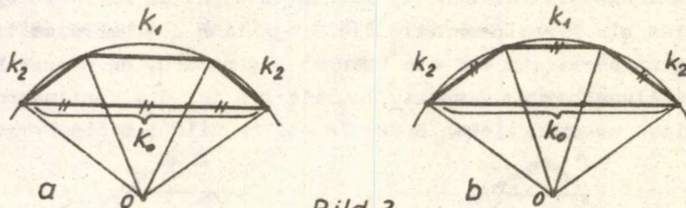


Bild 3

In Tafel 1 wird eine Bilanz der nach Ausführung der beschriebenen zusammengesetzten Operation aus einem gleichseitigen, einem gleichschenkligen und einem allgemeinen ursprünglichen Dreieck entstandenen neuen Dreiecke und Kanten gegeben.

Für die Berechnung der Kantenlängen des neuen Gitters wurde

Bilanz der geometrischen Elemente *Tafel 1.*

Art des ursprünglichen Dreiecks	Variante A		Variante B		Variante A	Variante B
	resultierte Dreiecke	Form der Dreiecke	resultierte Dreiecke	Form der Dreiecke	resultierte Kanten	
gleichseitig	$1 \equiv 2 \equiv 3$, $4 \equiv 5 \equiv 6 \equiv 7 \equiv 8 \equiv 9$	gleichschenklig	$1 \equiv 2 \equiv 3$, $4 \equiv 5 \equiv 6$, $7 \equiv 8 \equiv 9$	gleichschenklig	$[a_2] \equiv [b_2] \equiv [c_2]$, $[a_1] \equiv [b_1] \equiv [c_1] \equiv [a_3] \equiv [b_3] \equiv [c_3]$, $[a_4] \equiv [b_4] \equiv [c_4]$	$[a_1] \equiv [b_1] \equiv [c_1] \equiv [a_2] \equiv [b_2] \equiv [c_2]$, $[a_3] \equiv [b_3] \equiv [c_3]$, $[a_4] \equiv [b_4] \equiv [c_4]$
gleichschenklig, $([CB] \equiv [CA])$	$1 \equiv 2$, $4 \equiv 5$	allgemein	$1 \equiv 2$, $4 \equiv 5$	allgemein	$[a_1] \equiv [b_1]$, $[a_2] \equiv [b_2]$, $[a_3] \equiv [b_3]$, $[a_4] \equiv [b_4]$	$[a_1] \equiv [b_1] \equiv [a_2] \equiv [b_2]$, $[c_1] \equiv [c_2]$, $[a_4] \equiv [b_4]$
	$7 \equiv 8$, 3, 6, 9	gleichschenklig	$7 \equiv 8$, 3, 6, 9	gleichschenklig		
allgemein	1, 2, 3, 4, 5, 6	allgemein	1, 2, 3, 4, 5, 6	allgemein	$[a_1], [b_1], [c_1]$, $[a_2], [b_2], [c_2]$, $[a_3], [b_3], [c_3]$, $[a_4], [b_4], [c_4]$	$[a_1] \equiv [a_2]$, $[b_1] \equiv [b_2]$, $[c_1] \equiv [c_2]$, $[a_3], [b_3], [c_3]$, $[a_4], [b_4], [c_4]$
	7, 8, 9	gleichschenklig	7, 8, 9	gleichschenklig		

die Beziehung

$$k_i = f_{k_i} \cdot R$$

verwendet, worin k_i die Länge der Kante mit dem Kantensymbol k (k stellt eine Kante a, b oder c, nach Bild 2,b, dar), und mit dem Kantenindex i (i=1...4), f_{k_i} den Längenfaktor der Kante k_i und R den Radius der dem Gitter umgeschriebenen Kugelfläche darstellen.

Für allgemeine und gleichseitige ursprüngliche Dreiecke sind die Berechnungsbeziehungen in Tafel 2 für die Variante A und in Tafel 3 für die Variante B angegeben.

Die Berechnung der Flächenwinkel der erhaltenen polyederfläche wird nach der in[2] festgesetzten Beziehungen ausgeführt.

Die, als Distanz zwischen dem Umkreismittelpunkt der grössten Dreieckfläche und der dem Polyeder umgeschriebenen Kugelfläche (Bild 4),definierte Kugelannäherung A_s errechnet sich nach:

$$A_s = R - \sqrt{R^2 - R_1^2} \, ,$$

worin R den Radius der dem Polyeder umgeschriebenen Kugel und R_1 den Umkreisradius des grössten Dreiecks darstellen. R_1 kann mit der Beziehung

$$R_1 = \frac{d}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{u^2 - t^2 + 1}{2u}\right)^2}} \quad \text{mit} \quad u = \frac{g}{e} \quad \text{und} \quad t = \frac{d}{e} \, ,$$

Berechnungsbeziehungen der Längenfaktoren in der Variante A

Tafel 2

Berechnungsbeziehungen		Erläuterungen
allgemeines Dreieck	gleichseitiges Dreieck	
$f_{l_1} = \frac{f_{l_0}}{\sqrt{9-2f_{l_0}^2}}$.	$f_{l_1} = \frac{f_{l_0}}{\sqrt{9-2f_{l_0}^2}}$.	$f_{l_{0,1,2,4}}$ werden je nach der zu berechnenden Kante $f_{a_{0,1,2,4}}$, $f_{b_{0,1,2,4}}$ oder $f_{c_{0,1,2,4}}$. $f_{m_{0,3}}$, $f_{n_{0,3}}$ und $f_{p_{0,3}}$ werden je nach der zu berechnenden Kante durch Kreispermutationen $f_{a_{0,3}}$, $f_{b_{0,3}}$ und $f_{c_{0,3}}$. Mit a_0, b_0 und c_0 wurden die Kanten BC, CA und AB (s. Bild des ursprünglichen Dreiecks bezeichnet.
$f_{l_2} = \frac{2M}{\sqrt{1+M}-\sqrt{1-M}}$, mit $M = \frac{f_{l_0}}{2}\sqrt{\frac{4-f_{l_0}^2}{9-2f_{l_0}^2}}$	$f_{l_2} = \frac{2M}{\sqrt{1+M}-\sqrt{1-M}}$, mit $M = \frac{f_{l_0}}{2}\sqrt{\frac{4-f_{l_0}^2}{9-2f_{l_0}^2}}$.	
$f_{m_3} = \sqrt{\frac{f_{m_0}^2-\left(\sqrt{9-2f_{n_0}^2}-\sqrt{9-2f_{p_0}^2}\right)^2}{\sqrt{(9-2f_{n_0}^2)(9-2f_{p_0}^2)}}}$.	$f_{l_3} = f_{l_1}$.	
$f_{l_4} = \sqrt{2-12\,\frac{1-f_r^2}{9-f_{l_0}^2}}$, mit $f_r = \frac{f_{a_0}\sqrt{1+x^2}}{2}$, $x = \frac{\frac{f_{b_0}}{f_{a_0}}-\cos\hat{C}}{\sin\hat{C}}$.	$f_{l_4} = \sqrt{2-4\,\frac{3-f_{l_0}^2}{9-f_{l_0}^2}}$.	

Berechnungsbeziehungen der Längenfaktoren in der Variante B

Tafel 3

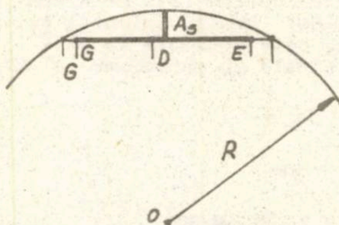
Berechnungsbeziehungen		Erläuterungen
allgemeines Dreieck	gleichseitiges Dreieck	
$f_{l_1} = f_{l_2} = 2\sin\left(\frac{1}{3}\arcsin\frac{f_{l_0}}{2}\right)$.		Siehe Tafel 2
$f_{m_3} = \sqrt{\frac{f_{m_I}^2-(f_{p_1}^2-f_{n_1}^2)}{(1-f_{n_1}^2)(1-f_{p_1}^2)}}$, mit $f_{m_I} = f_{n_1}^2+f_{p_1}^2-f_{n_1}f_{p_1}\,\frac{f_{n_0}^2+f_{p_0}^2+f_{m_0}^2}{f_{n_0}f_{p_0}}$.	$f_{l_3} = \sqrt{\frac{f_{l_1}^2}{1-f_{l_1}^2}}$.	
$f_{l_4} = \sqrt{\frac{1+3f_r^2-2f_{l_0}f_{l_1}+(f_{l_1}^2-1)(3-f_{l_1}^2-2\sqrt{1-f_r^2}}{(1-f_{l_1}^2)\sqrt{1-f_r^2}}}$, mit $f_r = \frac{f_{a_0}\sqrt{1+x^2}}{2}$, $x = \frac{\frac{f_{b_0}}{f_{a_0}}-\cos\hat{C}}{\sin\hat{C}}$.	$f_r = \frac{f_{l_0}}{\sqrt{3}}$.	

worin d, e und g die Kantenlängen des grössten Dreiecks darstellen, berechnet werden. Die Benützung der Koeffizienten u und t bietet den Vorteil der Auslesemöglichkeit des grössten Dreiecks.

Im Falle eines gleichseitigen ursprünglichen Dreiecks sind die gleichschenkligen, im Schema aus Bild 2,a mit 4...9 bezeichneten Dreiecke, die grössten und die Kugelannäherung errechnet sich nach

$$A_s' = R - \sqrt{R^2 - \frac{d^4}{4d^2 - e^2}} ,$$

worin d die Länge des Schenkels und e die der Grundlinie bedeuten.



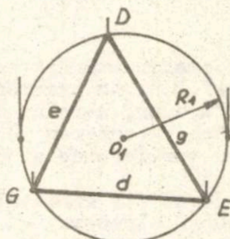


Bild 4

Durch wiederholte Verfeinerung von Polyederflächen durch die bekannten Operationen ergeben sich Reihen diskreter Werte für die Masse der geometrischen Elemente, die selten mit den gewünschten Werten zusammenfallen. Die vorgeschlagene zusammengesetzte Verkleinerungsoperation bringt den Vorteil verbesserter Polyederferfeinerung durch die Erhaltung von Wertereihen die sich zwischen die obigen einordnen und durch die Möglichkeit ihrer Kombinierung mit den bekannten Operationen nen. Dank ihrer Vorteile und der in der Arbeit festgesetzten Berechnungsbeziehungen kann die zusammengesetzte Operation in der Konstruktion von sphärischen Näherungsgebilden nützlich werden.

Literaturverzeichnis

[1] GHEORGHIU, A. u. DRAGOMIR, V. Geometria poliedrelor şi a reţelelor. Forme şi structuri constructive. Bd.1, Editura tehnică, Bucureşti, 1978.

[2] IACOB, V., VELICU, D., IVAN, M.C. u. BRATILA, I. Triangulaţie sferică cu reţele de origine poliedre regulate cu feţe triunghiulare. In: Buletinul Primului Seminar de Geometrie Descriptivă şi Desen, Bucureşti, sept.1984.

IACOB, V., DOGARIU, M., VELICU, D.

APROXIMARE OPTIMIZATA A SUPRAFETEI SFERICE PRIN SUPRAFETE POLIEDRALE CU FETE TRIUNGHIULARE

Rezumat

In lucrare se prezintă o metodă originală de aproximare a suprafeţei sferice prin suprafeţe poliedrale cu feţe triunghiulare, obţinute prin detriplare urmată de piramidare a feţelor unor poliedre regulate de origine cu feţe triunghiulare. Faţă de alte metode care urmăresc acelaşi scop[1,2], prezenta lucrare asigură o mai bună apropiere de sferă.

Lucrarea, oferind o metodă optimă de apropiere faţă de sferă prin suprafeţe poliedrale şi stabilind relaţii pentru calculul elementelor componente ale acestei suprafeţe, este deosebit de utilă în proiectarea şi execuţia reţelelor poliedrale de aproximare a suprafeţelor sferice.

OPTIMIERTE APPROXIMATION DER KUGELFLÄCHE DURCH DREIECKFLÄCHIGE POLYEDER

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird ein Approximationsverfahren von Kugelflächen durch Verfeinerung von dreieckflächigen ursprünglichen Polyedern mit Hilfe einer Kantenverdreifachung, gefolgt von einer Pyramidenbildung, dargestellt. Im Vergleich zu anderen Verfahren,die das gleiche bezwecken[1,2], gewährt das vorliegende eine bessere Kugelannäherung.

Durch die optimierte Kugelannäherung und durch die ermittelten Berechnungsbeziehungen der Geometrie des Näherungspolyeders ist die Arbeit in der Konstruktion von sphärischen Näherungsgebilden besonders nützlich.

ANALYSE DER RELATIVBEWEGUNGEN WÄHREND DES AUSSCHALTVORGANGES DER SICHERHEITSKUPPLUNGEN MIT RADIAL ANGEORDNETEN KUGELN

Dipl.ing. Gheorghe Moldovean, Oberassistent an der Universität Braşov;

Dipl.ing. Venera Iacob, Assistent an der Universität Braşov.

1. Einführung

Die Sicherheitskupplungen mit radial angeordneten Kugeln besitzen, infolge der Einbaumöglichkeit der Kugeln direkt in die Teile der zu schützenden kinematischen Kette (z.B.in Zahnrädern [2]), eine geringe axiale Abmessung. Die Kugeln werden in den aktiven Sitz[x)] mit Hilfe von unabhängig auf jede Kugel eingebaute Schraubenfedern eingedrückt.

Vom konstruktiven Gesichtspunkt aus, werden die Sicherheitskupplungen mit radial angeordneten Kugeln durch das Profil des aktiven Sitzes und die Art der im vollgeschalteten Betrieb existierenden Berührung zwischen Kugel und aktivem Sitz charakterisiert.

Die aktiven Sitze sind oft trapezförmig (a.1, a.2, b.1, b.2 - Tafel 1) oder zylindrisch (c.1, c.2-Tafel 1), aussen (a.1, b.1, c.1) oder innen (a.2, b.2, c.2) angeordnet, während die Berührung zwischen Kugel und Sitz punkt- (a.1, a.2, b.1, b.2-Tafel 1) oder linienförmig (c.1, c.2 - Tafel 1) ist.

Infolge des Aufbaus dieser Kupplungen, kann das übertragbare Drehmoment stufenlos, bei den Kupplungen mit innen angeordneten,und in Stufen-durch Auswechseln der Federn-, bei den Kupplungen mit aussen angeordneten Kugeln, eingestellt werden.

Die Umstände, unter denen der Ausschaltvorgang verläuft,beeinflussen massgebend die Ausschaltgenauigkeit dieser Kupplungen [1]. In diesem Sinne müssen diese Umstände beim Entwurf der Kupplungen berücksichtigt werden. Von dieser Tatsache ausgehend werden in der Arbeit die Relativbewegungen zwischen den Bestandteilen der Kupplung während des Ausschaltvorganges analysiert, wobei die relativen Lagefunktionen, die Funktionen der relativen Geschwindigkeiten und

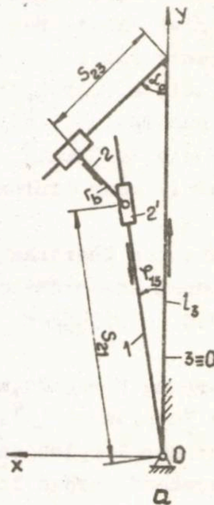
x) Der Sitz der durch seine Form die Ausschaltung der Kupplung bei Überlastung hervorruft.

Beschleunigungen bestimmt, woraus die zusätzliche Federzusammendrückung und das Variationsintervall des relativen Verdrehungswinkels zwischen den Kupplungshälften φ_{13}, bei bekannter Geometrie des aktiven Sitzes, festgesetzt werden.

Für die kinematische Analyse der Sicherheitskupplungen mit radial angeordneten Kugeln werden, unabhängig vom Profil des aktiven Sitzes, zwei ebene Ersatzmechanismen in zwei, in den Bildern 1 und 2 dargestellte Konstruktionsvarianten verwendet. Diese Mechanismen wurden durch Bewegungsumkehrung der Kupplung im Bezug auf die Kupplungshälfte, in der die aktiven Sitze bearbeitet wurden, (in den Bildern aus Tafel 1 mit 3 bezeichnet) erhalten. Die Ersatzmechanismen sind zwangsläufig (M = 1), während als unabhängiger Parameter der relative Verdrehungswinkel zwischen den Kupplungshälften, φ_{13}, betrachtet wurde.

2. Analyse des RTRT - Mechanismus

Der RTRT-Mechanismus (Bild 1) entspricht der ersten Auschaltphase für die Kupplungen mit trapezförmigen Kugelsitzen (Bild 1.a- mit aussen angeordneten Kugeln; Bild 1.b- mit innen angeordneten Kugeln).



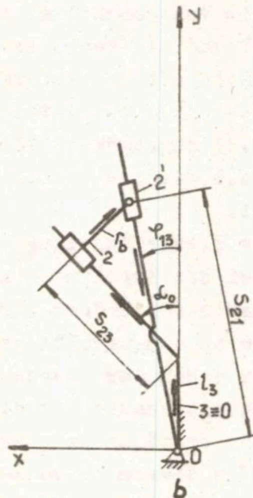


Bild 1

Die Lagefunktionen S_{21} und S_{23} werden ausgehend von der Matritzengleichung des geschlossenen Lage - polygons des Mechanismus*)

$$l_3\begin{vmatrix}0\\1\end{vmatrix}+S_{23}\begin{vmatrix}\sin\alpha_0\\ \mp\cos\alpha_0\end{vmatrix}+ r_b\begin{vmatrix}-\cos\alpha_0\\ \mp\sin\alpha_0\end{vmatrix}+S_{21}\begin{vmatrix}-\sin\varphi_{13}\\ -\cos\varphi_{13}\end{vmatrix}=0, \qquad (1)$$

woraus sich

$$S_{21}=\frac{l_3\sin\alpha_0\mp r_b}{\sin(\alpha_0\pm\varphi_{13})}; \qquad (2)$$

*) In den Beziehungen mit Doppelzeichen gilt das obere Zeichen für Kupplungen mit aussen angeordneten Kugeln und das untere für die mit innen angeordneten Kugeln.

$$S_{23} = \frac{l_3 \sin\varphi_{13} + r_b \cos(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}{\sin(\alpha_0 \pm \varphi_{13})} \qquad (3)$$

ergeben, bestimmt.

Die zusätzliche Federzusammendrückung während des Ausschaltvorganges wird durch die Änderung ΔS_{21} ausgedrückt, die mit der Beziehung

$$\Delta S_{21} = \pm (S_{21})_0 \mp S_{21} = \frac{(l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b)[\pm\sin(\alpha_0 \pm \varphi_{13}) \mp \sin\alpha_0]}{\sin\alpha_0 \sin(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}, \qquad (4)$$

worin $(S_{21})_0 = S_{21(\varphi_{13}=0)} = \dfrac{l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b}{\sin\alpha_0}$ (s.Beziehung(2))

berechnet wird.

Das Variationsintervall des unabhängigen Parameters φ_{13} wird aus der Gleichung (3) abgeleitet, wobei berücksichtigt wird dass $S_{23} \in [(S_{23})_0, (S_{23})_{max}]$, worin

$$(S_{23})_0 = S_{23(\varphi_{13}=0)} = r_b / tg\,\alpha_0 , \qquad (5)$$

und $(S_{23})_{max}$ von den Abmessungen und der Form der aktiven Sitze in der Kupplungshälfte abhängt.

Also erhält man $(\varphi_{13})_0 = 0$ für $S_{23} = (S_{23})_0$, während für $S_{23} = (S_{23})_{max}$

$$(\varphi_{13})_{max} = \operatorname{arctg} \frac{(S_{23})_{max} \sin\alpha_0 - r_b \cos\alpha_0}{l_3 \mp (S_{23})_{max} \cos\alpha_0 \mp r_b \sin\alpha_0} \qquad (6)$$

resultiert.

Die Relativgeschwindigkeiten und die Relativbeschleunigungen in den Gelenken der Ersatzmechanismen ergeben sich durch Ableitung nach Zeit der durch (2) und (3) gegebenen Lagefunktionen:

$$V_{21} = \mp \frac{(l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b)\cos(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}{\sin^2(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}\,\omega_{13} ; \qquad (7)$$

$$V_{23} = \frac{l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b}{\sin^2(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}\,\omega_{13} ; \qquad (8)$$

$$a_{21} = \frac{(l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b)[1 + \cos^2(\alpha_0 \pm \varphi_{13})]}{\sin^3(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}\,\omega_{13} \mp \frac{(l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b)\cos(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}{\sin^2(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}\,\varepsilon_{13} ; \qquad (9)$$

$$a_{23} = \mp \frac{2(l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b)\cos(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}{\sin^3(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}\,\omega_{13} + \frac{l_3 \sin\alpha_0 \mp r_b}{\sin^2(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}\,\varepsilon_{13} . \qquad (10)$$

Die Gleichungen der relativen Lagefunktionen, der zusätzlichen Federzusammendrückung und des Variationsintervalls des Winkels φ_{13}

wurden in Abhängigkeit von Form und geometrischen Grössen der aktiven Sitze in Tafel 1 (a.l, b.l) partikularisiert.

3. Analyse des RTRR - Mechanismus

Der RTRR - Ersatzmechanismus (Bild 2) entspricht der zweiten Ausschaltphase für die Kupplungen mit trapezförmigen Kugelsitzen und dem gesamten Ausschaltvorgang für die Kupplungen mit zylindrischen Kugel - sitzen (Bild 2,a-mit aussen angeordneten Kugeln, Bild 2,b - mit innen angeordneten Kugeln).

Bild 2

Aus der Matritzengleichung des geschlossenen Lagepolygons des Mechanismus

$$l_3\begin{vmatrix}0\\1\end{vmatrix} + a\begin{vmatrix}\sin\alpha_o\\ \mp\cos\alpha_o\end{vmatrix} + r_b\begin{vmatrix}-\cos\alpha\\ \mp\sin\alpha\end{vmatrix} + S_{21}\begin{vmatrix}-\sin\varphi_{13}\\ -\cos\varphi_{13}\end{vmatrix} = 0, \quad (11)$$

ergeben sich die Lagefunktionen S_{21} und α:

$$\cos(\alpha \pm \varphi_{13}) = \frac{a}{r_b}\sin(\alpha_o \pm \varphi_{13}) - \frac{l_3}{r_b}\sin\varphi_{13}\ ; \quad (12)$$

$$S_{21} = \frac{r_b\left[l_3\cos\alpha \mp a\cos(\alpha - \alpha_o)\right]}{a\sin(\alpha_o \pm \varphi_{13}) - l_3\sin\varphi_{13}}. \quad (13)$$

Während des Ausschaltvorgangs wächst die Federkraft infolge der zusätzlichen Federzusammendrückung mit der Grösse ΔS_{21}. Um die wirkliche Federkraft berücksichtigen zu können, muss die zusätzliche Federzusammendrückung in Bezug auf die Anfangslage der Kugel im vollgeschalteten Zustand bestimmt werden. Aus diesem Grund hat $(S_{21})_o$ denselben Ausdruck (aus Gleichung (2) durch Einsetzung von $\varphi_{13} = 0$ bestimmt) in beiden Phasen des Ausschaltvorganges für die Kupplungen mit trapezförmigen aktiven Kugelsitzen.

Für die zusätzliche Federzusammendrückung ΔS_{21} ergibt sich die Gleichung

Tafel 1

Art der Kugelkupplung	Konstruktionsschema des aktiven Sitzes. Ersatzmechanismus	Berechnungsbeziehungen*)
1	2	3
Mit trapezförmigen Sitzen, aussen (a.1, a.2) oder innen (b.1, b.2) angeordnet	I. Phase (α_0 = konst.) **a.1** 3, h, α_0, d_b, φ_{13}, 2, 1 (RTRT - s. Bild 1,a)	$l_3 = R_0 \pm r_b/\sin\alpha_0$; $r_b = d_b/2$; $S_{21} = R_0 \frac{\sin\alpha_0}{\sin(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}$; $S_{23} = R_0 \frac{\sin\varphi_{13}}{\sin(\alpha_0 \pm \varphi_{13})} + \frac{r_b}{tg\alpha_0}$; $\Delta S_{21} = R_0\left[\pm 1 \mp \frac{\sin\alpha_0}{\sin(\alpha_0 \pm \varphi_{13})}\right]$;
	b.1 2, 1, d_b, α_0, φ_{13}, 3 (RTRT - s. Bild 1,b)	$(\varphi_{13})_0 = 0$; $(\varphi_{13})_{max} =$ $= arctg\left[\frac{h - r_b(1-\sin\alpha_0)}{R_0 \mp h \pm r_b(1-\sin\alpha_0)} tg\alpha_0\right]$.
	II. Phase ($\alpha \in (\alpha_0; 90° - (\varphi_{13})max)$) **a.2** 3, h, α_0, α, d_b, φ_{13}, 2, 1 (RTRR - s. Bild 2.a)	$l_3 = R_0 \pm r_b/\sin\alpha_0$; $r_b = d_b/2$; $a = \frac{h\sin\alpha_0 + r_b(1-\sin\alpha_0)}{\sin\alpha_0\cos\alpha_0}$; $\alpha = \mp\varphi_{13} +$ $+ arc\cos\frac{(h-r_b)\sin(\alpha_0 \pm \varphi_{13}) - A_1}{r_b\cos\alpha_0}$; $S_{21} = \frac{r_b[A_2 \mp (h-r_b)\cos(\alpha-\alpha_0) \mp r_b\sin\alpha]}{(h-r_b)\sin(\alpha \pm \varphi_{13}) - A_1}$, unde: $A_1 = R_0\cos\alpha_0\sin\varphi_{13} - r_b\cos\varphi_{13}$;

Tafel 1 (Fortsetzung)

1	2	3
	$(\alpha \in (\alpha_0; 90^\circ + (\varphi_{13})_{max}))$ b.2 (RTRR- s.Bild 2.b)	$A_2 = R_0 \cos\alpha_0 \cos\alpha$; $\Delta S_{21} = \pm R_0 \mp S_{21}$; $(\varphi_{13})_0 = \mathrm{arctg}\left[\frac{h - r_b(1-\sin\alpha_0}{R_0 \mp h \pm r_b(1-\sin\alpha_0)} \mathrm{tg}\,\alpha_0\right]$; $(\varphi_{13})_{max} =$ $= \mathrm{arctg}\,\frac{h \sin\alpha_0 + r_b(1-\sin\alpha_0)}{(R_0 \mp h \pm r_b)\cos\alpha_0}$.
Mit zylinderförmigen Sitzen, aussen (c.1) oder innen (c.2) angeordnet	$(\alpha \in (\alpha_0; 90^\circ - (\varphi_{13})_{max}))$ c.1 (RTRR- s.Bild 2.a)	$l_3 = R_0 \pm r_b/\sin\alpha_0$; $r_b = d_b/2$; $a = r_b/\mathrm{tg}\,\alpha_0$; $\alpha = \mp \varphi_{13} +$ $+ \arccos\left[\cos(\alpha_0 \pm \varphi_{13}) - \frac{R_0}{r_b}\sin\varphi_{13}\right]$; $S_{21} =$ $= \frac{r_b[R_0 \cos\alpha \mp r_b \sin(\alpha - \alpha_0)}{r_b \cos(\alpha_0 \pm \varphi_{13}) - R_0 \sin\varphi_{13}}$;
	$(\alpha \in (\alpha_0; 90^\circ + (\varphi_{13})_{max}))$ c.2 (RTRR- s.Bild 2.b)	$\Delta S_{21} = \pm R_0 \mp S_{21}$; $(\varphi_{13})_0 = 0$; $(\varphi_{13})_{max} = \mathrm{arctg}\,\frac{r_b \cos\alpha_0}{R_0 \pm r_b \sin\alpha_0}$.

*) R_0 – Kugelanordnungsradius im vollgeschalteten Zustand

In den Beziehungen mit Doppelzeichen, gilt das obere Zeichen für aussen angeordnete Kugeln (a.1, a.2, c.1), und das untere Zeichen für innen angeordnete Kugeln (b.1, b.2, c.2).

$$\Delta S_{21} = \pm (S_{21})_o \mp S_{21} = \pm \frac{l_3 \sin\alpha_o \mp r_b}{\sin\alpha_o} \mp S_{21}. \qquad (14)$$

Das Variationsintervall des unabhängigen Parameters φ_{13} wird, unter Berücksichtigung dass $\alpha \in [\alpha_o ; 90^\circ \mp (\varphi_{13})_{max}]$, aus der Gleichung (12) abgeleitet, woraus sich

$$(\varphi_{13})_o = \mathrm{arctg} \frac{a \sin\alpha_o - r_b \cos\alpha_o}{l_3 \mp a \cos\alpha_o \mp r_b \sin\alpha_o}; \qquad (15)$$

$$(\varphi_{13})_{max} = \mathrm{arctg} \frac{a \sin\alpha_o}{l_3 \mp a \cos\alpha_o} \qquad (16)$$

ergeben.

Die Gleichungen der relativen Lagefunktionen, der zusätzlichen Federzusammendrückung und des Variationsintervalls des Winkels φ_{13} wurden in Abhängigkeit von Form und geometrischen Grössen der aktiven Sitze in Tafel 1 (a.2, b.2, c.1 und c.2) partikularisiert.

4. Schlussfolgerungen

- Das, in der Arbeit ausgeführte, Modellieren der Sicherheitskupplungen mit radial angeordneten Kugeln im Ausschaltvorgang durch Ersatzmechanismen, ermöglicht die Vereinfachung der geometrisch-kinematischen Berechnung dieser Kupplungen.
- Die festgelegten Beziehungen gestatten, einerseits, die Bestimmung der charakteristischen Kupplungsparameter (zusätzliche Fderzusammendrückung ΔS_{21} und relativer Verdre hungswinkel der Kupplungshälften φ_{13}) im Ausschaltvorgang und sind, andererseits, in der dynamischen Analyse der Kupplungen notwendig.
- Die partikulären, in der Tafel Systematisierten, Beziehungen sind in Konstruktionsberechnungen dieser Sicherheitskupplungsarten direkt anwendbar.

Literaturhinweise

[1] MOLDOVEAN, GH. Precizia și sensibilitatea la decuplare a cuplajelor de siguranță cu bile dispuse radial. In: Lucrările celui de al III-lea Simpozion de Mecanisme și transmisii mecanice, Bd.II, Timișoara, 198o, S.157-162.

[2] TERPLAN, Z., NAGY, G., HERCZEG, I. Különleges tengelykapcsolók. Budapesta, Müszaki könyvkiadó, 1971.

MOLDOVEAN,GH., IACOB,V.

ANALIZA MISCARILOR RELATIVE IN PROCESUL DE DECUPLARE A CUPLAJELOR DE SIGURANTA CU BILE DISPUSE RADIAL

Rezumat

In lucrare se analizează - pe mecanisme echivalente - mişcările relative care apar între elementele cuplajelor de siguranţă cu bile dispuse radial în procesul decuplării.

Se determină funcţiile de poziţie, vitezele şi acceleraţiile relative, pe baza acestora obţinîndu-se comprimarea suplimentară a arcului şi intervalul de variaţie al unghiului de rotire relativă dintre semicuplaje în procesul decuplării. Relaţiile stabilite s-au particularizat şi prezentat tabelar pentru principalele tipuri de cuplaje, putînd fi direct utilizate în proiectarea acestor tipuri de cuplaje.

ANALYSE DER RELATIVBEWEGUNGEN WÄHREND DES AUSSCHALTVORGANGES DER SICHERHEITSKUPPLUNGEN MIT RADIAL ANGEORDNETEN KUGELN

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Relativbewegungen, die zwischen den Teilen der Sicherheitskupplungen mit radial angeordneten Kugeln während des Ausschaltprozesses auftreten auf Ersatzmechanismen analysiert.

Es werden die Lagefunktionen, sowie die relativen Geschwindingkeiten und Beschleunigungen bestimmt,auf deren Grund die zusätzliche Federzusammendrückung und das Variationsintervall des Verdrehungswinkels der Kupplungshälften im Ausschaltvorgang erhalten werden. Die festgesetzten Beziehungen wurden partikularisiert und für die hauptsächlichen Kupplungsarten in Tabellenform dargeboten, so dass sie beim Entwerfen dieser Kupplungsarten direkt anwendbar sind.

BESTIMMUNG EINIGER KONTROLLMASSEN DER ÄUSSEREN KEGELRAD - GERADVERZAHNUNGEN

Dr.Ing.Doru Veliou, Dozent an der Universität Braşov;
Dr.Ing.Aurel Jula, Dozent an der Universität Braşov;
Dipl.Ing.Venera Iacob, Assistent an der Universität Braşov.

Die Gütezahlen der Kegelräder und der Kegelradpaare sind im allgemeinen dieselben wie die, die im Falle der Stirnräder und der Stirnradpaare, mit Ausnahme lediglich der Gütezahlen die die Konstruktions-, Bearbeitungs- und Einbaumerkmale berücksichtigen. Einer der Präzisionswerte, die ein Kegelrad charakterisieren, ist auch die Zahndickenabweichung.

So wie im Fall der Stirnräder ist die Zahndicke der Parameter, der das Flankenspiel zwecks einer entsprechenden Schmierung und dem Ausgleich der thermischen und elastischen Verformungen sichert. STAS 6460-81 "Kegel- und Hypoidgetriebe. Toleranzen" empfielt die Messung der Zahndicke auf der konstanten Zahndickensehne in Mitte Zahnbreite.

Das Flankenspiel wird durch eine Flankenrücknahme mit dem Wert der oberen Abweichung der Zahndicke auf der konstanten Sehne in Mitte Zahnbreite im Normalschnitt $E_{\bar{s}cs}$, gesichert. Die Kontrolle der Zahndicke hat, letzten Endes, den Zweck die kleinste zulässige Flankenrücknahme zu bestimmen, die für die Verwirklichung des minimalen Flankenspiels notwendig ist.

Die Zahndicke ist eine Grösse die in STAS durch die Toleranz der Zahndicke auf der konstanten Sehne in Mitte Zahnbreite $T_{\bar{s}c}$, die als Differenz zwischen der oberen und der unteren Abweichung der Zahndicke auf dieser Sehne bestimmt wird, toleriert wird.

STAS 6460-81 empfielt Werte für die Abweichung $E_{\bar{s}cs}$ und für die Toleranz $T_{\bar{s}c}$, gibt aber keine Beziehungen für die Berechnung der konstanten Sehne in Mitte Zahnbreite.

In der Fachliteratur [1,2] existieren Berechnungsbeziehungen nur für die Zahndickensehne im Teilkreis in Mitte Zahnbreite und für die Zahnhöhe ab Sehne. Diese Beziehungen sind nur annähernd, da sie für die Räder des (geradverzahnten) Ersatzstirnradpaares und nicht für die Kegelräder bestimmt wurden.

Da die Kontrollmasse der Verzahnung mit Genauigkeit bestimmt werden müssen, wird in der vorliegenden Arbeit ein genaues Berechnungsverfahren für die Zahndicke auf der konstanten Sehne in Mitte Zahnbreite und der Zahnhöhe ab Sehne vorgeschlagen. Das Verfahren beruht auf die Berechnungsbeziehungen dieser Elemente für geradverzahnte Stirnräder, die auf die Räder des dem Ergänzungskegel in Mitte Zahnbreite entsprechenden Ersatzradpaares übertragen werden.

Die konstante Sehne (Bild 1) stellt den Abstand zwischen den Schnittpunkten A_1 und B_1' der Flankenlinien des Ersatzrades mit den durch den Schnittpunkt P des Teilkreises mit der Symmetrieachse des Zahnes gezogenen Tangenten an den Grundkreis dar.

Für geradverzahnte Stirnräder mit Profilverschiebung ($x \neq 0$) wird die konstante Sehne [2] mit der Beziehung

$$\bar{s}_c = m(0{,}5\pi\cos^2\alpha + x\sin 2\alpha), \qquad (1)$$

worin m den Zahnmodul, α den Pressungswinkel am Teilkreis im Normalschnitt und x den radialen Profilverschiebungsfaktor darstellen, bestimmt.

Die Sehne $\bar{s}_c$ heisst konstante Sehne weil sie nicht von der Zähnezahl abhängig ist.

Da bei geradverzahnten Kegelrädern auch tangentiale Profilverschiebungen ausgeführt werden können, wird, mit Berücksichtigung der Beziehung (1), die konstante Sehne des dem Ergänzungskegel in Mitte Zahnbreite entsprechenden Ersatztstirnrad (s.Bild 1) mit der Beziehung

$$\bar{s}_{cmv} = m_m(0{,}5\pi\cos^2\alpha + x\sin 2\alpha) + m_m x_t \cos^2\alpha, \qquad (2)$$

worin: m_m den Zahnmodul in Mitte Zahnbreite und
x_t den tangentialen Profilverschiebungsfaktor darstellen,
bestimmt.

Aus Bild 1 ist ersichtlich, dass die Zahnhöhe ab konstanter Sehne des Ersatzstirnrades, die als Abstand vom Kopfkreis zur Sehnenmitte definiert wird, mit der Beziehung

$$\bar{h}_{cm} = h_{am} - \frac{\bar{s}_{cmv}}{2}\,tg\,\alpha, \qquad (3)$$

worin h_{am} die Zahnkopfhöhe ab Teilkreis in Mitte Zahnbreite darstellt, definiert wird.

Die Beziehungen (2) und (3) sind für das, dem Ergänzungskegel in Mitte Zahnbreite entsprechende Ersatzstirnrad, also auf die Abwicklung des erwähnten Kegels, gültig. In Wirklichkeit ist der Abstand zwischen den auf den Zahnflanken des Kegelrades, also auf der Mantelfläche des Ergänzungskegels in Mitte Zahnbreite befindlichen Punkten A und B (s.Bild 1) kleiner als der Abstand zwischen

den Punkten A_1 und B_1, die in der Abwicklung übertragenen Punkte

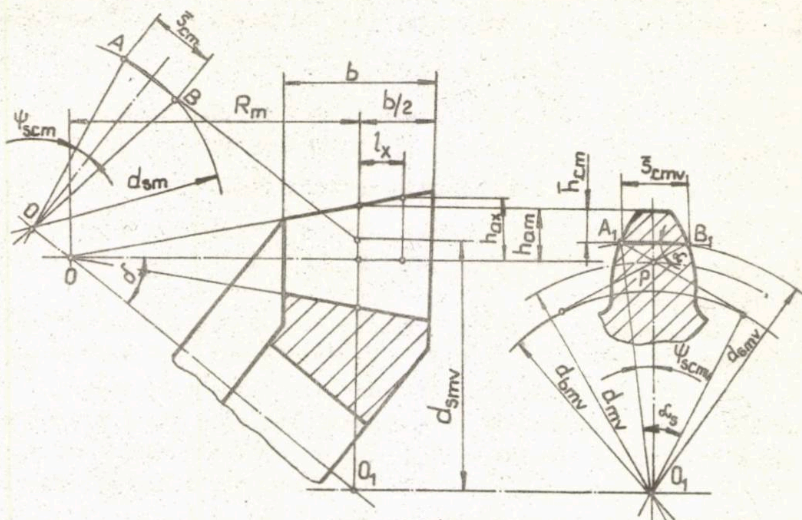


Bild 1

A und B sind. Die Sehne $\overline{AB}$, konstante Sehne in Mitte Zahnbreite benannt und mit $\bar{s}_{cm}$ bezeichnet, entspricht auf einem Kreis des Ergänzungskegels in Mitte Zahnbreite demselben Kreisbogen dem die Sehne $\bar{s}_{cmv}$ auf die Abwicklung des Kegels entspricht. Demnach, werden für die Berechnung der konstanten Sehne in Mitte Zahnbreite s_{cm} zuerst folgende Elemente berechnet:

- Pressungswinkel, α_s, im Punkt A_1 des Zahnprofils des Ersatzstirnrades

$$tg\,\alpha_s = tg\,\alpha + \frac{\bar{s}_{cmv}}{d_{bmv}\cos\alpha} = tg\,\alpha + \frac{\bar{s}_{cmv}\cos\delta}{m_m\, z\cos^2\alpha}, \qquad (4)$$

worin d_{bmv} den Grundkreisdurchmesser des Ersatzstirnrades und δ den Teilkegelwinkel des Kegelrades darstellen,

- Durchmesser des Ersatzstirnradkreises auf dem sich die Endpunkte A_1 und B_1 der konstanten Sehne befinden

$$d_{smv} = \frac{d_{bmv}}{\cos\alpha_s} = m_m\, z\, \frac{\cos\alpha}{\cos\delta\cos\alpha_s}, \qquad (5)$$

- Mittelpunktswinkel, der konstanten Sehne $\bar{s}_{cmv}$ entsprechend,

$$\psi_{scmv} = arc\sin\frac{\bar{s}_{cmv}}{d_{smv}}, \qquad (6)$$

- Bogenlänge, der Sehne $\bar{s}_{cmv}$ entsprechend,

$$s_{cmv} = d_{smv}\,\psi_{scmv}, \qquad (7)$$

- Mittelpunktswinkel, dem auf den Ergänzungskegelkreis mit dem Durchmesser $d_{sm}=d_{smv}\cos\delta$, übertragenen Bogen $s_{cmv}=\widehat{AB}$ entsprechend.

$$\psi_{scm}=\frac{s_{cmv}}{d_{sm}}=\frac{s_{cmv}}{d_{smv}\cos\delta}. \qquad (8)$$

Nach Berechnung dieser Elemente ist die konstante Sehne des geradverzahnten Kegelrades in Mitte Zahnbreite

$$\bar{s}_{cm}=d_{sm}\sin\psi_{scm}=d_{smv}\cos\delta\sin\psi_{scm}. \qquad (9)$$

Eine Differenz zwischen $\bar{s}_{cmv}$ und $\bar{s}_{cm}$ tritt nur im Falle von kleinen Ersatzstirnradzähnezahlen Z_v; für $Z_v > 2o$ kann $\bar{s}_{cm}=\bar{s}_{cmv}$ betrachtet werden.

Die dargestellte Methode gestattet die Bestimmung der konstanten Sehne in jedem im Abstand (s.Bild 1) von der Zahnbreitenmitte befindlichen Stirnschnitt. Für ein geradverzahntes Kegelrad, mit abnehmender Zahnhöhe und abnehmendem Kopfspiel ist die konstante Sehne des Ersatzstirnrades $\bar{s}_{cxv}$ proportional mit dem Modul m_x (s. Bez.(2)) und, folglich, auch mit der Länge der Teilkegelmantellinie R_x und kann mit der Beziehung

$$\bar{s}_{cxv}=\bar{s}_{cmv}\frac{R_m \pm l_x}{R_m} \qquad (1o)$$

berechnet werden.

Die Beziehungen (4)...(9) anwendend, wird die konstante Sehne des Kegelrades $\bar{s}_{cx}$ bestimmt.

In gleicher Weise kann auch die Zahnhöhe ab konstante Sehne

$$\bar{h}_{cx}=\bar{h}_{cm}\frac{R_m \pm l_x}{R_m} \qquad (11)$$

bestimmt werden.

Die durch die dargestellte Methode festgesetzten Berechnungsbeziehungen sind in der Konstruktionstätigkeit bei der Erstellung von genauen Zeichnungen für geradverzahnte Kegelräder nützlich.

Schrifttum

[1] RADULESCU,GH.u.a. Metodă generală pentru calculul geometric şi de rezistenţă al angrenajelor concurente conice cu dantură dreaptă,înclinată şi curbă. ICSITICM Bucureşti, 198o.

[2] SAUER,L. u.a. Angrenaje, vol.I.Bucureşti,Editura tehnică, 197o.

[3] * * * STAS 646o-81 Angrenaje conice şi hipoide.Toleranţe.

VELICU,D., JULA,A., IACOB,V.

DETERMINAREA UNOR DIMENSIUNI DE MASURARE A DANTURILOR CONICE EXTERIOARE DREPTE

Rezumat

In STAS 6460-81 "Angrenaje conice şi hipoide.Toleranţe",sînt prevăzute abateri şi toleranţe pentru grosimea dintelui pe coarda medie constantă, fără a fi indicate şi relaţiile necesare calculului acestei dimensiuni de măsurare. Intrucît literatura de specialitate oferă relaţii de calcul numai pentru coarda medie de divizare a dintelui, iar aceste relaţii sînt aproximative, în lucrare se prezintă o metodă de determinare exactă a grosimii dintelui pe coarda medie constantă şi a înălţimii la această coardă,pentru danturi conice exterioare drepte.

Prin rezultatele obţinute, lucrarea este utilă - în activitatea de proiectare - la întocmirea desenelor de execuţie ale roţilor conice cu dantură dreaptă.

BESTIMMUNG EINIGER KONTROLLMASSEN DER ÄUSSEREN KEGELRADGERADVERZAHNUNGEN

Zusammenfassung

In STAS 6460-81 "Kegel- und Hypoidgetriebe. Toleranzen" werden Abweichungen und Toleranzen für die konstante Zahndickensehne in Mitte Zahnbreite vorgesehen, ohne auch die für die Berechnung dieses Kontrollmasses notwendigen Beziehungen anzugeben. Da die Fachliteratur nur annähernde Berechnungsbeziehungen für die Teilkreiszahndickensehne in Mitte Zahnbreite bietet, wird in der Arbeit eine Methode für die exakte Bestimmung der konstanten Zahndickensehne in Mitte Zahnbreite und der Zahnhöhe ab Sehne für äussere Kegelradgeradverzahnungen dargestellt.

Durch die erzielten Ergebnisse ist die Arbeit in der Konstruktion bei der Erstellung der Teilzeichnungen der gerandverzahnten Kegelräder dienlich.

KINEMATISCHE SYNTHESE, MIT HILFE VON NOMOGRAMMEN, DER AUS ZWEI EINFACHEN GETRIEBEN ZUSAMMENGESETZTEN PLANETENGETRIEBE

Dr.Ing. Emil Chişu, Dozent an der Universität Braşov;
Dr.Ing. Ion Vişa, Oberassistent an der Universität Braşov;
Dipl.Ing.Gheorghe Marin, Assistent an der Universität Braşov;
Dr.Ing. Aurel Jula, Dozent an der Universität Braşov;
Dr.Ing. Dorin Diaconescu, Oberassistent an der Universität Braşov.

In der Arbeit wird eine Methode der kinematischen Synthese der aus zwei einfachen Getrieben zusammengesetzten Planetengetriebe dargestellt. Bei der Synthese resultieren Laufbild des zusammen - gesetzten Planetengetriebes, Antriebs-, Abtriebs- und feststehende Elemente.

In Bild 1 ist eine der Verbindungsmöglichkeiten der zentralen Elemente der zwei einfachen Planetengetriebe dargestellt, während

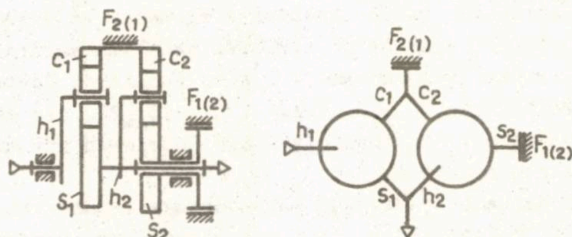


Bild 1

die darin verwendeten Bezeichnungen folgende Bedeutung haben: $S_{1,2}$- Zahnräder mit Aussenverzahnung, $C_{1,2}$ - Zahnräder mit Innenverzahnung, $h_{1,2}$ - Stege.

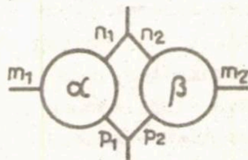


Bild 2

Durch das symbolische Schema aus Bild 2, in dem m,n,p jede der Zentralelemente S,C,h sein können, wird eine Verallge - meinerung dieser Getriebe durchgeführt, da alle Verbindungsmöglichkeiten zwischen den Zentralelementen der zwei einfachen Planetengetriebe α und β [1,3]erfasst

werden. Jedwede der einfachen Zentralelemente - m_1, m_2- oder der äquivalenten Zentralelemente - $n_1 \equiv n_2$ und $p_1 \equiv p_2$ - können Antriebs-, Abtriebs- oder feststehende Elemente sein.

Die Dependenz zwischen den Winkelgeschwindigkeiten der Zentralelemente der einfachen Planetengetriebe α und β, wird durch die Beziehungen [1]:

$$\omega_{m1} = i^{p1}_{m1n1}\,\omega_{n1} + i^{n1}_{m1p1}\,\omega_{p1}\,;$$
$$\omega_{m2} = i^{p2}_{m2n2}\,\omega_{n2} + i^{n2}_{m2p2}\,\omega_{p2}\,, \qquad (1)$$

gegeben, worin i^{p1}_{m1n1} die Übersetzung des einfachen Getriebes α, mit m als Antriebs-, n als Abtriebs- und p als feststehendes Element, darstellt.

Durch Kreispermutationen - m,n,p werden der Reihe nach S,C,h- werden die Übersetzungen für alle Verbindungsmöglichkeiten der Zentralelemente der einfachen Getriebe α und β erhalten, wobei jedes Zentralelement der Reihe nach Antriebs-, Abtriebs- oder feststehendes Element wird.

Die symmetrischen Verbindungsschemas von den Möglichen ausschliessend, resultieren 12 unterschiedliche Verbindungsschemas, für die, auf Grund des Programmablaufplans aus Bild 3, ein Rechenprogramm aufgestellt wurde.

Für jedes Schema waren die Zentralelemente, der Reihe nach, Antriebs-, Abtriebs- und feststehendes Element, so dass 12 kinematischen Situationen desselben Getriebes erhalten wurden. Für diese Situationen werden, bei Annahme von gebräuchlichen Werten für die inneren Übersetzungen, $i_{o1,2} = -1,5 \ldots -4,5$ [2], die äusseren Übersetzungen aller, aus zwei einfachen Getrieben zusammengesetzten Planetengetriebe erhalten.

Die auf der elektronischen Rechenanlage erhaltenen Ergebnisse wurden in 12, in den Bildern 4...15 dargestellte, Nomogramme umgesetzt. Die äusseren, durch sukzessive Festhaltung zweier Zentral - elemente erhaltenen, Übersetzungen i_1 und i_2 kennend, resultieren aus den Nomogrammen das Verbindungsschema zwischen den zentralen Elementen, das An- und das Abtriebselement, sowie die sukzessiv festgehaltenen Elemente und die Näherungswerte der inneren Übersetzungen. Die genauen Werte dieser Übersetzungen, $i_{o1,2}$, werden durch Lösung des Gleichungssystems (1) für den konkreten, aus dem Nomogramm resultierten, Fall erhalten. Bei der Aufzeichnung der Nomogramme wurden verschiedene Massstäbe verwendet - grosse Massstäbe für kleine Übersetzungen und kleine Massstäbe für grosse

BEGINN

EINLESEN:
- der Grenzen und des Variationsschrittes für $i_{01}(i_{01min}; i_{01max}; p_{i01})$
- der Grenzen und des Variationsschrittes für $i_{02}(i_{02min}; i_{02max}; p_{i02})$

Bildung der möglichen Übersetzungsverhältnisse jedes einfachen Getriebes (s. [1]):
- mit nominalisierten Zentralelementen:
$i^{H_j}_{S_jC_j}, i^{H_j}_{C_jS_j}, i^{C_j}_{H_jS_j}, i^{C_j}_{S_jH_j}, i^{S_j}_{H_jC_j}, i^{S_j}_{C_jH_j}, (j=1\ldots2)$;
- mit generalisierten Elementen:
$i^{m_j}_{n_jp_j}, i^{m_j}_{p_jn_j}, i^{p_j}_{n_jm_j}, i^{p_j}_{m_jn_j}, i^{n_j}_{m_jp_j}, i^{n_j}_{p_jm_j}, (j=1\ldots2)$.

Festsetzung der eindeutigen Zuordnung
$(m_j, n_j, p_j) \in \{H_j, S_j, C_j\}; n_j \neq m_j; p_j \neq n_j; p_j \neq m_j$.
Die Gesamtzahl der Möglichkeiten für j ist 6.

Bildung der nach der Verbindungsart zwischen den Zentralelementen unterschiedlichen Planetengetriebe.
Die Anzahl der Möglichkeiten ist x=12.

$x = 1$

$i_{o2} = i_{o2\,min}$

$i_{o1} = i_{o1\,min}$

Berechnung der äusseren Übersetzungsverhältnisse R_1, R_2 - unter Verwendung der Beziehungen aus der Tabelle 2 [1], wobei Antriebs-, Abtriebs- und festgehaltene Elemente durch Kreispermutationen untereinander vertauscht werden.

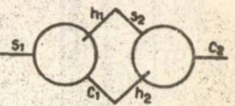
AUSDRUCKEN:
- der Art der Verbindung;
- der Antriebs-, Abtriebs- und feststehenden Elemente;
- der erzielten Übersetzungsverhältnisse $R_j(j=1\ldots2)$.

$i_{01} = i_{01max}$ — NEIN → $i_{01} = i_{01} + p_{i01}$; JA ↓

$i_{02} = i_{02max}$ — NEIN → $i_{02} = i_{02} + p_{i02}$; JA ←

$x = 12$ — NEIN → $x := x+1$; JA → ENDE

Bild 3



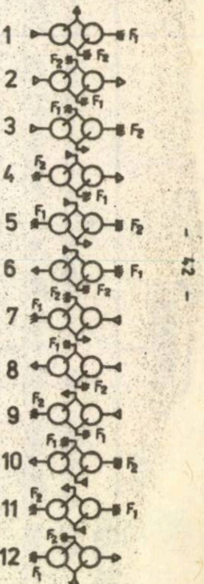
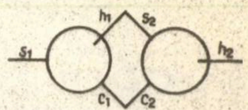


Bild 4



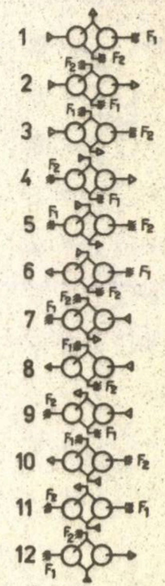
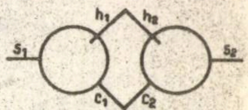


Bild 5



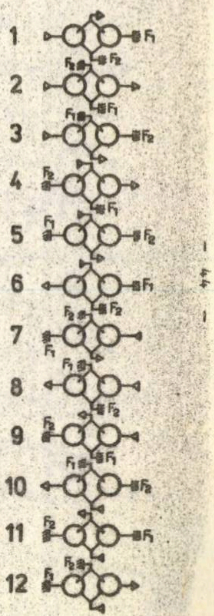
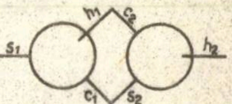


Bild 6



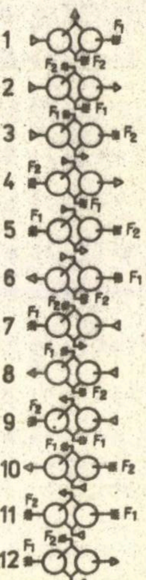


Bild 7



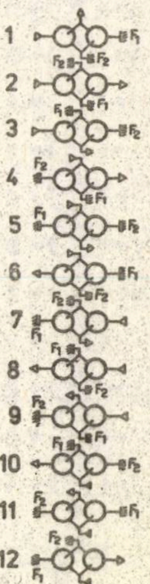


Bild 8

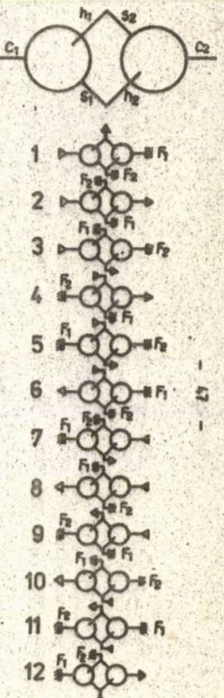


Bild 9

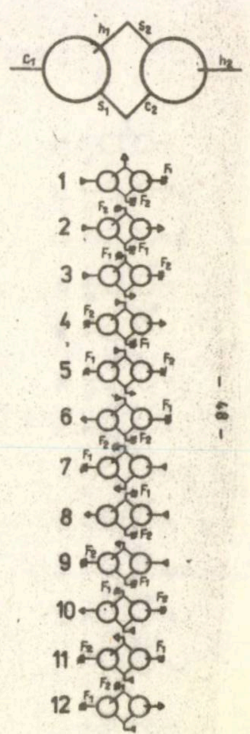
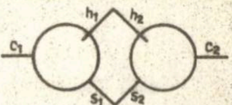


Bild 10



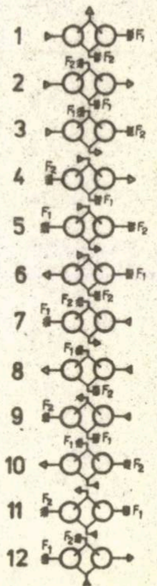


Bild 11

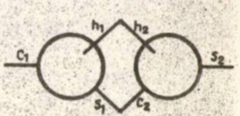
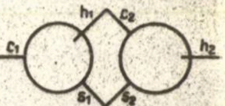


Bild 12



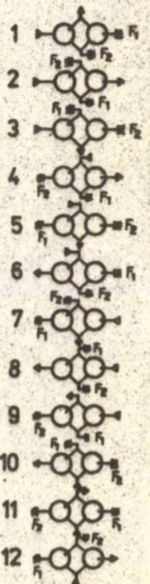
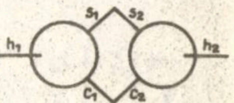


Bild 13



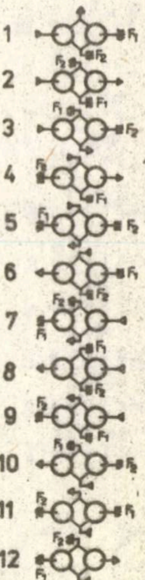
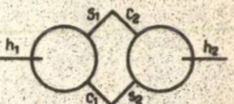


Bild 14



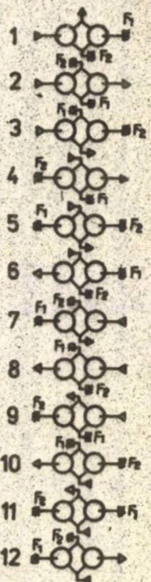


Bild 15

Übersetzungen - um alle Existenzbereiche der aus zwei einfachen Getrieben zusammengesetzten Planetengetriebe hervorzuheben.

Für dieselben Werte der äusseren Übersetzungen, $i_{1,2}$, können mehrere Verbindungsschemas zwischen den Zentralelementen erhalten werden, wonach das Endschema nach dynamischen und konstruktiven Kriterien gewählt wird.

Schrifttum

[1] CHISU,E., VISA,I., JULA,A., DIACONESCU,D. Sinteza cinematică a cutiilor de viteze formate din două unităţi. In: Buletinul de comunicări ştiinţifice, I.I.S.Piteşti, 1978, S.261-266.

[2] MÜLER W. HERBERT. Die Umlaufgetriebe. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg - New York,1971.

[3] VISA,I., CHISU,E., JULA,A., DIACONESCU,D. Sinteza cinematică a cutiilor de viteze,cu cinci trepte, formate din două unităţi planetare.In : Noutăţi în mecanisme şi organe de maşini,Universitatea din Braşov,1978,vol.I,S.211-216.

CHISU,E., VISA,I., MARIN,GH., JULA,A., DIACONESCU,D.

SINTEZA CINEMATICA A TRANSMISIILOR PLANETARE FORMATE DIN DOUA UNITATI, CU AJUTORUL NOMOGRAMELOR

Rezumat

In lucrare se prezintă setul complet de nomograme folosite pentru stabilirea schemei de legare între elementele centrale a două unităţi planetare simple, în funcţie de rapoartele exterioare i_1 şi i_2, cunoscute. Din nomograme rezultă şi elementele de intrare, ieşire şi blocate succesiv. Folosirea nomogramelor reduce simţitor timpul necesar proiectării transmisiilor de acest fel.

KINEMATISCHE SYNTHESE MIT HILFE VON NOMOGRAMMEN DER AUS ZWEI EINFACHEN GETRIEBEN ZUSAMMENGESETZTEN PLANETENGETRIEBE

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der vollständige Satz von Nomogrammen dargestellt, die für die Festlegung des Schemas der Verbindung zwischen den Zentralelementen zweier einfacher Planetengetriebe in Abhängigkeit von den bekannten äusseren Übersetzungen i_1 und i_2, notwendig sind. Aus den Nomogrammen resultieren auch die Antriebs-, Abtriebs- und sukzessiv feststehende Elemente. Die Verwendung der Nomogramme verkürzt beträchtlich die für die Projektierung derartiger Getriebe notwendige Zeit.

RAUPENFAHRZEUGLENKUNGEN MIT ZWEI ZENTRAL-DIFFERENTIALEN

Dr.Ing. Aurel Jula, Dozent, Universität Braşov;
Dr.Ing. Dorin Diaconescu, Oberassistent, Universität Braşov.

1. Einführung

Die Steigerung der Wendigkeit der Raupenfahrzeuge bei Kurvenfahrt erfordert die Verwendung von Lenkungen, die die Ausführung einer grösseren Anzahl von Wendekreishalbmessern ermöglicht. Die Erfüllung dieses Bestrebens stellt ein Grundproblem in der Konstruktion der Sonderraupenfahrzeuge dar.

Unter den Lenkungen die eine erhöhte Anzahl von Wendekreishalbmessern ausführen nimmt die Bauart, die gemäss Tafel 1, Schema a, durch Zusammensetzung eines "Transport" - Differentials 1-2-3-h, eines "Lenk" - Differentials 7-8-9-H, eines Schaltgetriebes K und eines "Lenkkastens" D entstand, einen bedeutenden Platz ein. Die Varianten des betrachteten allgemeinen Schemas werden durch Partikularisierung des "Schaltgetriebes" K und des "Lenkkastens" D erhalten.

In der Arbeit wird am betrachteten Schema die strukturelle, kinematische, statische und dynamische Analyse durchgeführt; auf Grund der Ergebnisse der Analyse werden die Haupteigenschaften dieser Lenkungsart festgesetzt. Die gezogenen Schlussfolgerungen und die erhaltenen Beziehungen sind in der Konstruktion nützlich.

2. Strukturelle, kinematische und statische Analyse

In Übereinstimmung mit den Schemas a, a_1 und a_2 aus Tafel 1 besteht die analysierte Lenkungsart aus:

- dem "Transport" - Differential 1-2-3-h, das an der Leitung des der geradlinigen Fahrt des Kraftfahrzeugs entsprechenden Energieflusses teilnimmt;
- dem "Lenk" - Differential 7-8-9-H, das an der Leitung des der Kurvenfahrt des Kraftfahrzeugs entsprechenden Energiefluss teilnimmt;
- dem "Schaltgetriebe" K, durch das der der Translation des Fahrzeugs notwendige Energiefluss geleitet wird;

- dem "Lenkkasten" D, durch das der, der Drehung entsprechende Energiefluss geleitet wird;

- dem Verbindungsgetriebe mit festen Achsen und gleichen Rädern lo-11;

- den Verbindungsgetrieben mit festen Achsen, 4-5-6, und mit gleichen Rädern 4 und 6;

- anderen Getrieben mit feststehenden Achsen, die die Verbin - dung zwischen dem Antriebselement q, dem "Schaltgetriebe" K und dem "Lenkkasten" D, zwischen dem "Schaltgetriebe" und dem Element h des "Transport-Differentials", zwischen dem "Lenkkasten" D und dem Element H des "Lenk" - Differentials herstellen.

Der "Lenkkasten" D kann, grundsätzlich, ein Schaltgetriebe, gewöhnlich mit kleiner Stufenzahl, oder ein Getriebe mit stufenlos regelbarem Übersetzungsverhältnis sein.

Die Eigenheiten des "Schaltgetriebes" K, des "Lenkkastens" D und der Verbindungsgetriebe zwischen diesen differenzieren die verschiedenen Varianten dieser Lenkungsart; demnach wird im folgenden von diesen Eigenheiten abgesehen und das Prinzipschema, das für alle auf dieses Schema begründeten Varianten gültig ist, analysiert.

In Einstimmung mit dem Übersichtsschema a_1 aus Tafel 1 ist die "gesamte" Lenkung zwangsläufig (M = 1), mit L = 3 An- und Abtriebe: q,a,b; demnach ist die Lenkung durch eine unabhängige Bewegung (ω_q angenommen) und zwei unabhängige äussere Momente (M_a und M_b angenommen) charakterisiert. Zur Vereinfachung werden die unabhängigen Momente indirekt, durch das Moment mit grösstem Absolutbetrag $Max(|M_a|,|M_b|)$ und einem untereinheitlichen Belastungskoeffizient ν_a oder ν_b (S.Tafel 1) ausgedrückt.

Die aus der kinematischen Analyse resultierenden Beziehungen sind in Tafel 1 zusammengefasst.

Wenn, auf Grund des Schemas a_2, die statischen Gleichgewichtsgleichungen [1,3] aufgeschrieben werden, werden durch deren Lösung die analytischen Ausdrücke der Momente bei Vernachlässigung der Reibung und der Trägheitskräfte erhalten (S.Tafel 1, "Statische Analyse ohne Reibung").

In der Voraussetzung der Berücksichtigung der Reibung bleiben die Funktionen der Momente ungeändert [1,3]; es werden nur die Argumente i_{oj} durch $\bar{i}_{oj}$ ersetzt (S."Statische Analyse"mit Reibung", in Tafel 1). Die Bestimmung des Übersetzungen $\bar{i}_{oj}$ wird im nächsten Kapitel abgeschlossen (S.Tafel 2).

3. Analyse des Wendekreishalbmessers, des theoretischen Enegieflusses und des Wirkungsgrades

Die geradlinige Fahrt des Kraftfahrzeuges setzt das Aus - schalten (oder Sperren) des "Lenkkastens" D und, implizite, das Einschalten des "Schaltgetriebes" K in einem, der notwendigen Fahrgeschwindigkeit entsprechendem Gang i_k voraus.

Für die Ausführung der Wendung wird der Lenkkasten D in einen, durch die Übersetzung i_D charakterisierten, Gang geschaltet; der resultierte Wendekreishalbmesser hängt vom Verhältnis $\varepsilon = \frac{i_K}{i_D}$ ab und ist in Tafel 2 analytisch ausgedrückt. Aus der Diskussion des analytischen Ausdrucks ergibt sich, dass ein mit einer derartigen Lenkung versehenes Kraftfahrzeug Wendekreishalbmesser $|R| = 0...\infty$ (S.Tafel 2) ausführen kann. Folglich setzt die Steigerung der Wendigkeit der Kraftfahrzeuge bei Kurvenfahrt die Erhöhung der Anzahl der vom Lenkkasten D ausführbaren Übersetzungen i_D voraus.

Die Analyse des Energieflusses setzt die Berechnung der Produkte $\omega_x M_x$ voraus, wobei x ein beliebiges Element aus der Zusammensetzung der Lenkung ist. Unter Anwendung der Ergebnisse der kinematischen Analyse und der statischen Analyse ohne Reibung (S.Tafel 1) und unter Berücksichtigung der Vorzeichenvereinbarung für die An- und Abtriebsleistungen [1,2,3] wurden in Tafel 2 die analytischen Ausdrücke der charakteristischen Energieflüsse der analy - sierten Lenkung systematisiert. Gemäss Tafel 2 unterscheiden sich vier unterschiedliche Funktionszustände,die zusammen mit den entsprechenden Energieflüssen in den Schemas a,b,c und d aus Tafel 2 systematisiert sind; das Auftreten eines geschlossenen Energieflusses zwischen Raupen und Boden ist nur den Funktionszuständen b und c charakteristisch.

Für die Bestimmung des Wirkungsgrades der Lenkung ist die Kenntnis der An- und Abtriebsleistungen und der Werte der den inneren Wirkungsgraden η_{0j} [1,2,3] beigeordneten Exponenten x_j notwendig; den Ergebnissen der kinematischen und statischen Analyse ohne Reibung (S.Tafel 1) gemäss und mit Berücksichtigung der in Tafel 2, in den Schemas a,b,c,d systematisierten Funktionszuständen wurden die Ausdrücke der Wirkungsgrade erhalten (S.Tafel 2).

Durch Bestimmung der Exponenten x_j werden, implizite, auch die inneren Übersetzungen i_{0j} erhalten; durch deren Einführung in die Ausdrücke der Momente anstelle der inneren Übersetzungen i_{0j} werden die Ausdrücke der Momente mit Reibung erhalten (S.Tafel 1); für eine leichtere Identifikation wurden die Momente mit Reibung mit Wimpel

gekennzeichnet.

4. Schlussfolgerungen

1. Diese Lenkungsart gestattet die Ausführung von Wendekreishalbmessern mit Werten $|R| = 0 \ldots \infty$, die erhöhte Wendigkeit gewähren. Die Erhöhung der Wendekreishalbmesserzahl setzt den Einsatz eines "Lenkkastens" mit erhöhter Gängezahl voraus.

2. Der Wendekreishalbmesser hängt vom Verhältnis zwischen der "Schaltgetriebe"— Übersetzung i_k und der "Lenkkasten"— Übersetzung i_D ab. Für einen gegebenen Gang des "Schaltgetriebes" wird die Änderung des Wendekreishalbmessers durch entsprechende Änderung der Übersetzung i_D im "Lenkkasten" durchgeführt; in diesen Zuständen bleibt die Fortschreitungsgeschwindigkeit konstant, während sich die Winkelgeschwindigkeit (Wendekreishalbmesser) entsprechend ändert. Wird die Übersetzung i_D ungeändert behalten und die Übersetzung i_k geändert, werden sich sowohl die Fortschreitungsgeschwindigkeit wie auch die Winkelgeschwindigkeit (Wendekreishalbmesser) ändern.

3. Die Ausdrücke der Winkelgeschwindigkeiten der Lenkungselemente wie auch die der Drehmomente "mit Reibung" stellen wichtige Korrelationen für den Einzelteilentwurf dar.

Schrifttum

[1] DIACONESCU,D. und JULA,A. Circulaţia teoretică şi reală a puterii în mecanismele de direcţie planetare ale autovehiculelor pe şenile. In: Buletinul Universităţii din Braşov, seria A, vol.XX,1978, S.83-88.

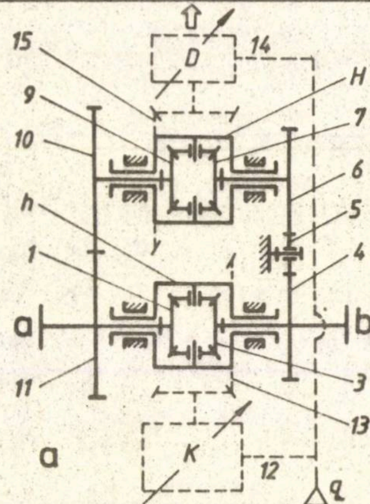
[2] DIACONESCU,D. und JULA,A. Durch Zusammensetzung von einfachen Planetengetrieben mit einen Schaltgetriebe gebildete Raupenfahrzeuglenkungen. Eigenschoften. In: Buletinul Universităţii din Braşov, seria A, vol. XXV,1983, S.55-62.

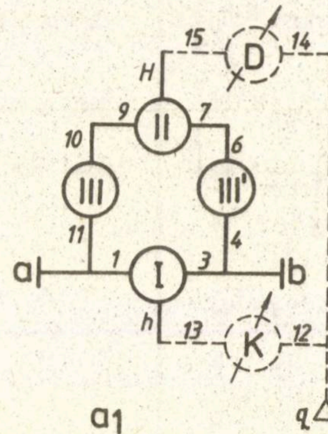
[3] DIACONESCU,D. und MUNTEANU,O. Dynamische Aspekte der Planetengetriebe. In: Buletinul Universităţii din Braşov, seria A, vol.XXV, 1983.

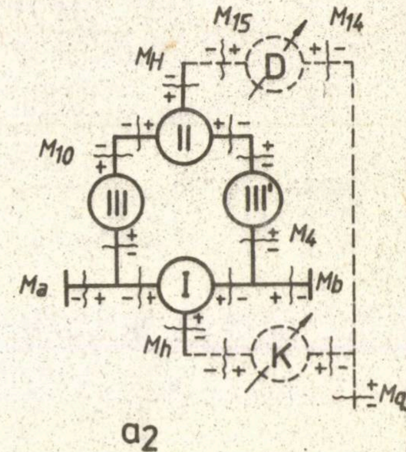
Tafel 1

FUR DIE ANALYSE DER LENKUNGEN MIT ZWEI ZENTRALDIFFERENTIALEN NOTWENDIGE SCHEMAS UND KINEMATISCHE UND STATISCHE BEZIEHUNGEN

Laufschema (a) und Übersichtsschema (a_1 , a_2) der Lenkung







Kinematische Analyse der Lenkung

$i_{01} = i_{13}^{h} = -1$; $i_{02} = i_{79}^{H} = -1$; $i_{03} = i_{10\cdot 11} = -1$; $i'_{03} = i_{46} = +1$; $i_K = i_{12\cdot 13}$; $i_D = i_{14\cdot 15}$; $\varepsilon = \frac{i_K}{i_D} = \frac{\omega_H}{\omega_h}$.

$\omega_a = \frac{(1-i_{01})\, i_K^{-1} + i_{01}\, i'_{03}\, (1-i_{02})\, i_D^{-1}}{1 - i_{01}\, i_{02}\, i_{03}\, i'_{03}} \cdot \omega_q = \frac{1-\varepsilon}{i_K} \cdot \omega_q$; $\omega_1 = \omega_{11} = \omega_a$; $\omega_{10} = \omega_9 = \frac{\omega_a}{i_{03}}$.

$\omega_b = \frac{(1-i_{01})\, i_{02}\, i_{03}\, i'_{03}\, i_K^{-1} + i'_{03}\, (1-i_{02})\, i_D^{-1}}{1 - i_{01}\, i_{02}\, i_{03}\, i'_{03}} \cdot \omega_q = \frac{1+\varepsilon}{i_K} \cdot \omega_q$; $\omega_3 = \omega_4 = \omega_b$; $\omega_6 = \omega_7 = \frac{\omega_b}{i'_{03}}$

$\omega_{12} = \omega_{14} = \omega_q$; $\omega_h = \omega_q \cdot i_K^{-1}$; $\omega_H = \omega_q \cdot i_D^{-1}$.

Statische Analyse „ohne Reibung"	Statische Analyse „mit Reibung"
$M_1 = \frac{-1}{1-i_{01}} M_h = \frac{-1}{2} M_h$;	$\tilde{M}_1 = \frac{-1}{1-\bar{i}_{01}} \tilde{M}_h$; $\tilde{M}_3 = \frac{\bar{i}_{01}}{1-\bar{i}_{01}} \tilde{M}_h$; $\bar{i}_{01} = i_{01} \eta_{01}^{x_1}$;
$M_3 = \frac{i_{01}}{1-i_{01}} M_h = \frac{-1}{2} M_h$;	$\tilde{M}_7 = -\tilde{M}_6 = \frac{-1}{1-\bar{i}_{02}} \tilde{M}_H$; $\bar{i}_{02} = i_{02} \cdot \eta_{02}^{x_2}$;
$M_7 = -M_6 = \frac{-1}{1-i_{02}} M_H = \frac{-1}{2} M_H$;	$M_4 = \frac{-1}{\bar{i}'_{03}(1-\bar{i}_{02})} \tilde{M}_H$; $\bar{i}'_{03} = i'_{03} \cdot \eta_{03'}^{x_3'}$;
$M_4 = -\frac{M_6}{i'_{03}} = \frac{-1}{i'_{03}(1-i_{02})} M_H = \frac{-1}{2} M_H$;	$\tilde{M}_{10} = -\tilde{M}_9 = \frac{-\bar{i}_{02}}{1-\bar{i}_{02}} \tilde{M}_H$;
$M_{10} = -M_9 = \frac{-i_{02}}{1-i_{02}} M_H = \frac{+1}{2} M_H$;	$\tilde{M}_{14} = \tilde{M}_H \cdot \bar{i}_D^{-1}$; $\bar{i}_D = i_D \cdot \eta_D^{x_D}$;
$M_{14} = M_H \cdot i_D^{-1}$; $M_{12} = M_h \cdot i_K^{-1}$;	$\tilde{M}_{12} = \tilde{M}_h \cdot \bar{i}_K^{-1}$; $\bar{i}_K = i_K \cdot \eta_K^{x_K}$;
$M_q = M_{12} + M_{14} = M_h \cdot i_K^{-1} + M_H \cdot i_D^{-1}$;	$\tilde{M}_q = \tilde{M}_{12} + \tilde{M}_{14} = \tilde{M}_h \bar{i}_K^{-1} + \tilde{M}_H \cdot \bar{i}_D^{-1}$;
$M_b = \vartheta_a \cdot M_a$; $-1 \leq \vartheta_a \leq 1$;	$\tilde{M}_b = \vartheta_b \tilde{M}_a$; $-1 \leq \vartheta_a \leq 1$;
$M_a = \vartheta_b \cdot M_b$; $-1 \leq \vartheta_b \leq 1$;	$\tilde{M}_a = \vartheta_b \tilde{M}_b$; $-1 \leq \vartheta_b \leq 1$;
$\begin{cases} M_h = \frac{-(1-i_{01})(1+\vartheta_a i_{02} i_{03} i'_{03})}{1-i_{01} i_{02} i_{03} i'_{03}} M_a = -(1+\vartheta_a) M_a ; \\ M_h = \frac{-(1-i_{01})(\vartheta_b + i_{02} i_{03} i'_{03})}{1-i_{01} i_{02} i_{03} i'_{03}} M_b = -(1+\vartheta_b) M_b ; \end{cases}$	$\begin{cases} \tilde{M}_h = \frac{-(1-\bar{i}_{01})(1+\vartheta_a \bar{i}_{02} \bar{i}_{03} \bar{i}'_{03})}{1-\bar{i}_{01} \bar{i}_{02} \bar{i}_{03} \bar{i}'_{03}} \tilde{M}_a ; \quad \bar{i}_{03} = i_{03} \cdot \eta_{03}^{x_3} ; \\ \tilde{M}_h = \frac{-(1-\bar{i}_{01})(\vartheta_b + \bar{i}_{02} \bar{i}_{03} \bar{i}'_{03})}{1-\bar{i}_{01} \bar{i}_{02} \bar{i}_{03} \bar{i}'_{03}} \tilde{M}_b ; \end{cases}$
$\begin{cases} M_H = \frac{-i'_{03}(1-i_{02})(i_{01}+\vartheta_a)}{1-i_{01} i_{02} i_{03} i'_{03}} M_a = (1-\vartheta_a) M_a ; \\ M_H = \frac{-i'_{03}(1-i_{02})(i_{01}\vartheta_b+1)}{1-i_{01} i_{02} i_{03} i'_{03}} M_b = -(1-\vartheta_b) M_b . \end{cases}$	$\begin{cases} \tilde{M}_H = \frac{-\bar{i}'_{03}(1-\bar{i}_{02})(\bar{i}_{01}+\vartheta_a)}{1-\bar{i}_{01} \bar{i}_{02} \bar{i}_{03} \bar{i}'_{03}} \tilde{M}_a ; \\ \tilde{M}_H = \frac{-\bar{i}'_{03}(1-\bar{i}_{02})(\bar{i}_{01}\vartheta_b+1)}{1-\bar{i}_{01} \bar{i}_{02} \bar{i}_{03} \bar{i}'_{03}} \tilde{M}_b . \end{cases}$

ANALYSE DER LENKUNG BEI RECHTSWENDUNG

Wendekreishalbmesser

$\rho_a = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon}$; $|\rho_a| \leq 1 \Rightarrow \varepsilon = \frac{\omega_H}{\omega_h} \leq 0$; $R = 0{,}5 B \cdot \frac{1+\rho_a}{1-\rho_a} = -\frac{1}{2}\frac{B}{\varepsilon}$.

Wichtige partikuläre Zustände

1) $\varepsilon = 0$ ($\omega_H = 0$) $\Rightarrow R = \infty$ (Geradlinige Fahrt) ; 2) $\varepsilon = -1$ ($\omega_H = -\omega_h$) $\Rightarrow R = \frac{1}{2} B$ (Wendung auf einer Raupe) ; 3) $\varepsilon = -\infty$ ($\omega_h = 0$) $\Rightarrow R = 0$ (Drehung am Platz).

Theoretischer Energiefluss

$N_q = M_q \omega_q > 0$;

$\frac{N_a}{N_q} = \frac{M_a \omega_a}{M_q \omega_q} = \frac{-1}{1+\vartheta_a \rho_a}$; $-1 \leq \vartheta_a \rho_a \leq 1$;

$\frac{N_b}{N_q} = -1 - \frac{N_a}{N_q} = \frac{-1}{1+(\vartheta_a \rho_a)^{-1}}$ $\begin{cases} \leq 0 & (\vartheta_a \rho_a \geq 0); \\ \geq 0 & (\vartheta_a \rho_a \leq 0); \end{cases}$

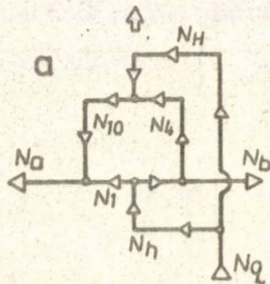
$\frac{N_H}{N_q} = \frac{-1}{1+\vartheta_a \rho_a} \cdot \frac{(1-\vartheta_a)\varepsilon}{1-\varepsilon} \geq 0$;

$\frac{N_h}{N_q} = \frac{+1}{1+\vartheta_a \rho_a} \cdot \frac{(1+\vartheta_a)\varepsilon}{1-\varepsilon} \geq 0$;

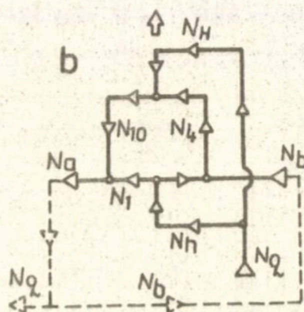
$\frac{N_4}{N_q} = \frac{+1}{1+\vartheta_a \rho_a} \cdot \frac{1-\vartheta_a}{2} \rho_a$ $\begin{cases} \geq 0 & (\rho_a \geq 0); \\ \leq 0 & (\rho_a \leq 0); \end{cases}$

$\frac{N_1}{N_q} = \frac{-1}{1+\vartheta_a \rho_a} \cdot \frac{1+\vartheta_a}{2} \leq 0$;

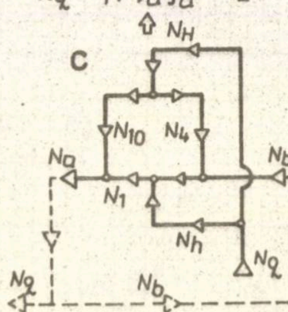
$\frac{N_{10}}{N_q} = \frac{+1}{1+\vartheta_a \rho_a} \cdot \frac{1-\vartheta_a}{2} \geq 0$;



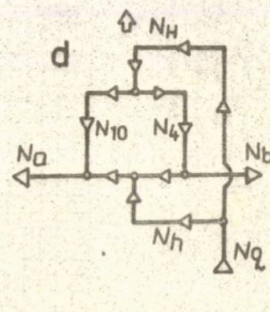
$\begin{cases} \rho_a \geq 0 \; (\varepsilon = 0 \ldots -1); \\ \vartheta_a \geq 0 \end{cases}$



$\begin{cases} \rho_a \geq 0 \; (\varepsilon = 0 \ldots 1); \\ \vartheta_a \leq 0 . \end{cases}$



$\begin{cases} \rho_a \leq 0 \; (\varepsilon = -1 \ldots -\infty); \\ \vartheta_a \geq 0 \end{cases}$



$\begin{cases} \rho_a \leq 0 \; (\varepsilon = -1 \ldots -\infty); \\ \vartheta_a \leq 0 . \end{cases}$

Berechnung der Exponenten aus den Ausdrücken der Momente $\tilde{M}_y$

$$\bar{i}_{oy} = i_{oy} \cdot \eta_{oy}^{x_y} \quad ; \quad x_y = \pm 1 .$$

$$x_1 = \operatorname{sgn} \frac{M_1(\omega_1 - \omega_h)}{M_\ell \, \omega_\ell} = \operatorname{sgn} \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1+\vartheta_a \varrho_a} \cdot \frac{1+\vartheta_a}{1-\varepsilon} \cdot \varepsilon = -1 \; ; \quad x_K = \operatorname{sgn} \frac{M_{12}\omega_{12}}{M_\ell \, \omega_\ell} = \operatorname{sgn} \frac{M_{12}}{M_\ell} = +1 \; ;$$

$$x_2 = \operatorname{sgn} \frac{M_7(\omega_7 - \omega_H)}{M_\ell \, \omega_\ell} = \operatorname{sgn} \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1+\vartheta_a \varrho_a} \cdot \frac{1-\vartheta_a}{1-\varepsilon} = +1 \; ; \quad x_D = \operatorname{sgn} \frac{M_{14}\omega_{14}}{M_\ell \, \omega_\ell} = \operatorname{sgn} \frac{M_{14}}{M_\ell} = +1 \; ;$$

$$x_3 = \operatorname{sgn} \frac{M_{10}\omega_{10}}{M_\ell \, \omega_\ell} = +1 \; ; \quad x_3' = \operatorname{sgn} \frac{M_4 \omega_4}{M_\ell \, \omega_\ell} = \begin{cases} +1 \; (\varrho_a > 0) \\ -1 \; (\varrho_a < 0) \end{cases}$$

Wirkungsgrad der Lenkung

$$\eta(\vartheta_a \varrho_a > 0) = \frac{-\tilde{M}_a \omega_a - \tilde{M}_b \omega_b}{\tilde{M}_\ell \, \omega_\ell} = \frac{\bar{i}_{\ell a}}{i_{\ell a}} + \frac{\bar{i}_{\ell b}}{i_{\ell b}} \; ; \quad \eta(\vartheta_a \varrho_a < 0) = \frac{-\tilde{M}_a \omega_a}{\tilde{M}_\ell \, \omega_\ell + \tilde{M}_b \omega_b} = \frac{\bar{i}_{\ell a} / i_{\ell a}}{1 + \bar{i}_{\ell b} / i_{\ell b}} \; ;$$

$$\bar{i}_{\ell a} = -\frac{\tilde{M}_a}{\tilde{M}_\ell} \; ; \quad i_{\ell a} = \frac{\omega_\ell}{\omega_a} \; ; \quad \bar{i}_{\ell b} = -\frac{\tilde{M}_b}{\tilde{M}_\ell} \; ; \quad i_{\ell b} = \frac{\omega_\ell}{\omega_b} .$$

<u>BEZEICHNUNGEN</u>: R - Wendekreishalbesser ; B - Spurweite, M_y, $\tilde{M}_y$ - Drehmomente bei Vernachlässigung bzw. bei Berücksichtigung der Reibung ; $N_y = M_y \omega_y$ - Theoretische Leistung, die durch das Element y fliesst (bei Vernachlässigung der Reibung) ; η_{oy} - Wirkungsgrad des dem einfachen Planetengetriebe „y" beigeordneten (durch Bewegungsinversion resultierten) Standgetriebe .

JULA,A., DIACONESCU,D.

RAUPENFAHRZEUGLENKUNGEN MIT ZWEI ZENTRALDIFFERENTIALEN

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die strukturellen, kinematischen, statischen und dynamischen Eigenschaften der durch ein Transportdifferential und ein Lenkdifferential charakterisierten Lenkungen analysiert.

Die erzielten Eigenschaften gestatten die Charakterisierung der Wendigkeit der mit derartigen Lenkungen versehenen Raupenfahrzeuge und bilden, implizite, eine Grundlage für die Einzelteilentwerfung.

MECANISME DE DIRECTIE CU DOUA DIFERENTIALE CENTRALE, UTILIZATE LA AUTOVEHICULE PE SENILE

Rezumat

In lucrare se analizează proprietăţile structurale,cinematice, statice şi dinamice ale mecanismelor de direcţie caracterizate printr-un mecanism diferenţial de transport şi un mecanism diferenţial de direcţie.

Proprietăţile obţinute permit caracterizarea manevrabilităţii autovehiculelor pe şenile,dotate cu astfel de mecanisme, şi implicit stau la bara proiectării organologice.

ÉTUDE THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTAL CONCERNANT LA TRANSFORMATION D'UN M.A.E. EN M.A.C. AVEC APPLICATION AU MOTEUR 81o - 99

Dr. ing. Tiberiu Nagy,professeur à l'Université de Braşov;
Ing. Dumitru Telescu,chercheur scientifique à l'Université de Braşov;
Dr. ing. Gheorghe Radu,maître de conférence à l'Université de Braşov;
Dr. ing. Vasile Câmpian,professeur à l'Université de Braşov;
Dr. ing. Gheorghe Bobescu,professeur à l'Université de Braşov;
Dr.ing. Dan Abăităncei,professeur à l'Université de Braşov;
Ing. Marin Stănescu,assistent à l'Université de Braşov;
Ing. Corneliu Coferu,assistent à l'Université de Braşov;
Ing. Anghel Chiru,lecteur à l'Université de Braşov.

1. Les fondements théorique de la transformation d'un M.A.E. en M.A.C.

Dans la conjuncture énergétique mondiale actuelle et dans certains conditions d'exploitation,l'emploi des moteurs à allumage par compression (M.A.C.) s'est montré plus avantageux que celui des moteurs à allumage par étincelle (M.A.E.),surtout quand on cherche la réalisation d'une durabilité élevée associée à une consommation réduite de combustible.

En général,quand il s'agit de voitures de tourisme,la demande des moteurs à allumage par étincelle,la réalisation de ceux-là n'étant avantageuse du point de vue de l'efficacité de la technologie de fabrication que si on part d'un prototype de base.Les pièces ayant un systhème de fonctionnement commun sont les mêmes pour les deux types de moteurs,ayant été diversifiés seulement les composants qui sont liés strictement à la formation du mélange combustible et de l'allumage.

Il y a trois catégories de facteurs qui constituent le fondement de la transformation d'un M.A.E. en M.A.C.:facteurs constitutifs,fonctionnels et technologiques.

1.1. Facteurs constitutifs qui déterminent la transformation d'un M.A.E. en M.A.C

Dans cette catégorie entrent les changements constructifs nécessaires pour la réalisation du cycle caractéristique d'un M.A.C., qui impose le développement de l'espace énergétique afin d'assurer la meilleure forme de la chambre de combustion ainsi que pour obtenir un processus d'injection efficace, les deux en corrélation avec la nécessité de la formation et de la combustion du mélange air-combustible, à un rendement élevé.

En ce qui concerne le développement de l'espace énergétique il y a déjà une direction très bien définie grâce à la réalisation d'un grand nombre de moteurs à allumage par compression, les derniers dix ans. Ainsi, on peut constater que presque tous les moteurs de ce type ont un nombre de tours élevé (plus de 4000 rotations/min) sont de petite cylindrée (moins de 2500 cm^3) et sont munis d'une chambre de turbulance de type Ricardo Comet MK V, Ce dernier élément présente une série d'avantages par rapport aux autres procédés de formation du mélange combustible pour les moteurs Dièsel, en ce qui concerne le bruit produit, la fréquence maximum des tours et surtout, étant donné la maîtrise des fondements théoriques et expérimentales, la possibilité d'un dimensionnement adéquat associé à un contrôle rigoureux des procès, dès la phase de conception du projet technique.

L'élément essentiel qui détermine l'assimilation d'une nouvelle pièce détachée par rapport à la solution M.A.E. est justement cette chambre de combustion qui doit être placée dans la culasse et qui impose donc l'adéquation de cet élément au procédé de combustion Dièsel. A côté des éléments constructifs communs entre les deux procédés de combustion, tels que les chambres de refroidissement, le emplacements des soupapes, leurs actionnements, etc., apparaissent des particularités dans l'emplacement de l'espace énergétique dans la culasse et surtout les exigences constructives de la géométrie de la chambre de turbulance. Les facteurs constructifs définitoires de cette chambre sont les suivants: le rapport de compression ε, le rapport qui existe entre le volume de la chambre de turbulance et le volume total de la chambre de combustion ρ, l'aire de la section f, et l'angle d'inclinaison de la chambre de combustion φ, ainsi que le paramètre caractéristique de la chambre de turbulance X, qui représente la liaison entre les paramètres mentionnés et les tours du moteur.

Les relations de définition sont les suivantes:

- le rapport de compression: $\varepsilon = 1 + V_S / V_{ca}$;

-le rapport entre le volume de la chambre de turbulance et celui de la chambre de combustion: V_k / V_{ca} ;

- l'aire de la sedtion du conduit de liaison: $f \cong 0{,}01 \pi D^2/4$;

- le paramètre caractéristique: $X = \frac{R_1}{R^2} \cdot \frac{V_k \cdot V_S \cdot n}{(\varepsilon - 1) f^2} K$;

Les significations pour les termes constituant les relations mentionnées sont: V_S - la cylindrée du moteur; V_{ca} - le volume total de la chambre de combustion; V_k - le volume de la chambre de turbulance; D - l'alésage du moteur; R_1 - le rayon mesuré du milieu de la chambre de turbulance jusqu'à l'axe du tuyau de liaison, c'est à dire le rayon d'inertie de la chambre de turbulance; - les tours en rot./min.; $K = 365\varepsilon = 35oo$.

Analysant les données constructives pour les chambres de turbulance d'une série de moteurs à allumage par compression pour des voitures de tourisme,il a été possible d'établir certaines lois de la variations des paramètres définitoires de ce type de chambre,en fonction de la cylindrée du moteur.La diagramme que représente la fig.1 permet donc de déterminer la forme de l'espace énergétique en pleine concordance avec les dimensions fondamentales et la fréquence nominale des tours du moteur.

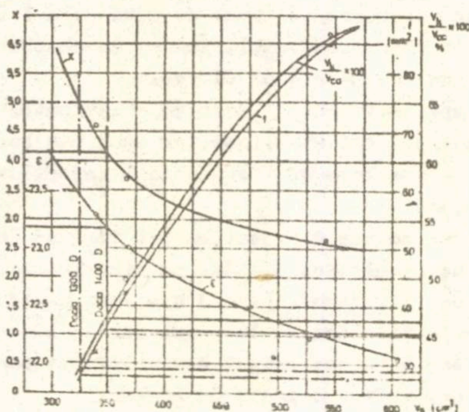


Fig.1

Le piston en relation avec l'espace énergétique et le niveau des solicitations thermiques et mécaniques,doit être projeté de nouveau,pour pouvoir assurer d'une part l'emplacement

de la chambre principale de combustion,et de l'autre,pour obtenir une nouvelle structure de résistance adéquate aux nouvelles conditions de solicitation.

L'équipement d 'injection est un autre facteur ayant une influence majeure sur le déroulement des procès énergétiques qui ont lieu dans le moteur.Il doit introduire dans l'espace énergétique une quantité de combustible suivant une loi bien établie,de manière à assurer pour le moteur en question des performances maxima. A cause de la fréquence élevée des tours,le temps disponible pour introduire le combustible dans la chambre de combustion se reduit beaucoup,la meilleure corrélation entre la pompe à injection et de l'injecteur,ainsi que les dimensions de la section et la longueur des conduites de haute pression devant pernettre l'établissement d'une loi d'injection qui réussisse à accorder correctement les facteurs mentionnés avec les caractéristiques constructives et aérodynamiques de la chambre de combustion.Ainsi,à cette sorte de moteurs on a adopté en général des pompes à injection avec un distributeur rotatif,qui assurent,pour les moteurs Dièsel à petite cylindrée et avec une fréquence élevée de tours,l'injection de petites quantités de combustible à une grande fréquence et dans un delai de temps très court.Pour l'injection du combustible on emploie des injecteurs munis d'une aiguille à goupille et dont la goupille a d'habitude une forme de tronc de cône posé à l'invers, pour assurer une pénétration convenable du jet de combustible dans la masse d'air comprimé aux pressions élevées.

L'emploi des pompes à injection avec un distributeur rotatif présente aussi l'avantage de pouvoir assurer dans des conditions relativement simples le reglage de l'avance à l'injection,en fonction des tours du moteur.

L'entrainement des pompes à injection est réalisé dans la plupart des cas parcdes courroies dentées,ou directement,par le vilebrequin,ou bien par l'intermédiaire d'une roue dentée fixée sur un arbre à cames.La fixation de la pompe sur le bloc cylindre est réalisée de manière à ne pas exiger des modifications essentelles au carter et aux autres organes du moteur.

1.2.Facteurs fonctionnels qui determinent la transformation d'un M.A.E. en M.A.C.

Les facteurs fonctionnels qui interviennent dans la transformation du moteur à allumage par étincelle en un moteur à allumage par compression sont en relation directe avec les exigences

de réaliser certaines performances de dynamicité acceptable et de consomation réduite de combustible,dans lesconditions d'une fréquence des tours très élevée.Les performances d'un moteur à combustion interne peuvent être caractérisées par la valeur de la puissance nominale et de la consommation spécifique de combustible à l'aide des relations suivantes:

$$P_e = \frac{Q_i}{L_{min}} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_m \eta_v \rho_a \, i \, V_S \frac{n}{30\tau} \; [kW] \qquad (1)$$

et

$$c_e = \frac{3600}{\eta_i \, \eta_m \, Q_i} \left[\frac{kg}{kWh}\right], \qquad (2)$$

où Q_i - la puissance calorique inférieure du combustible, MJ/kg; L_{min} - la quantité minimum de l'aire nécessaire à la combustion; η_m - le rendement mécanique; η_v - le coefficient de remplissage; λ - le coefficient de l'excès de l'air; ρ_a - la densité de l'air dans les conditions du milieu extérieur, kg/m^3; i - le nombre de cylindres; - la cylindrée du moteur dm^3; n - les tours,rot/min; τ - le nombre des temps du moteur.

De la relation (1) il résulte que si on maintient constante la cylindrée du moteur,la puissance sera moindre dans la variante Dièsel qu'aux moteurs à allumage par étincelle.Tout cela justement à cause de l'excès d'air beaucoup plus grand,nécessaire pour une combustion à un rendement indiqué relativement grand.

Comparant les puissances litriques (donc iVs = constant) des deux types de moteurs (pour les voitures de tourisme),les Dièsel ont une valeur en moyen de 2o...3o% plus petite que les moteurs à carburateur (fig.2) [1].La compensation qui peut apparaître par l'augmentation substantielle du coefficient de remplissage et,d'une manière moins sensible,par l'amélioration du rendement indiqué,n'est pas pourtant suffisant.

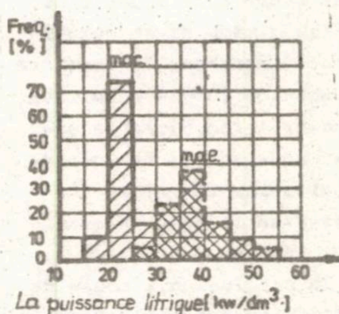


Fig.2

En ce qui concerne la consommation spécifique de combustible (la relation 2) elle se réduit à cause de l'augmentation de η_i si on maintient quasiconstant le facteur η_m, pour les deux types de moteur.La différence de consommation de combustible est mise en évidence aux charges partielles,quand η_m se modifie moins à un M.A.C. qu'à un M.A.E.,

η_i étant plus grand pour le premier type de moteur.

En corrélation avec les performances du moteur,il faut évaluer aussi les facteurs de sollicitation mécanique et thermique du moteur.Ces facteurs peuvent être mis en évidence d'une manière globale par les relations suivantes:

- pour caractériser les sollicitations mécaniques à l'aide du facteur de puissance:

$$\varphi_a = p_e\, w_p \ [MPa\ m/s]; \qquad (3)$$

- pour caractériser les sollicitations thermiques à l'aide du facteur de sollicitation thermique:

$$\theta = \varphi_a / \varphi_v \ [MPa/s]; \qquad (4)$$

où p_e c'est la pression moyenne effective en MPa; w_p- la vitesse moyenne du piston,en m/s; $\varphi_v = \sqrt[3]{1/V_s}$ - le facteur de compartimenttation. Les paramètres p_e et w_p sont exprimés par les relations:

$$p_e = \frac{0{,}12\, P_e}{i\, V_s\, n}\ [MPa]$$

et,respectivement

$$w_p = \frac{S n}{30}\ [m/s].$$

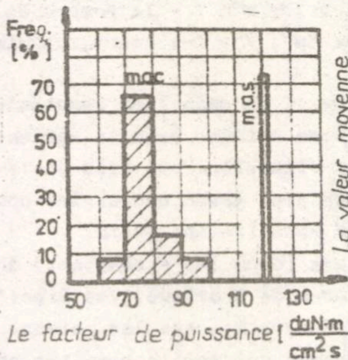


Fig.3

Des expressions p_e et w_p,il résulte que le facteur de puissance,donc les sollicitations mécaniques aussi,sont réduits pour les pièces de base du moteur en moyenne de 25%,parce que P_e est plus réduit en moyenne de 25% au M.A.C. qu'au M.A.E. et les tours sont à peu près identiques,même si on maintient les dimensions de base des deux moteurs (iV_s = const.donc S = const.)(fig.3).Parce que φ_v est constant,le facteur de sollicitation thermique θ baisse avec la même intensité que φ_a (fig.4).

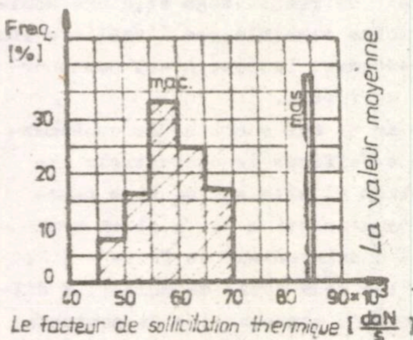


Fig.4

En conclusion,à cause de la réduction des sollicitations mécaniques et thermiques aux moteurs Diesel,ceux-ci peuvent

être transformés en M.A.E. sans en affecter négativement leur résistence et,en conséquence,leur fiabilité.

Tableau 1

Noxe	Unité de mesure	Marche lent à vide		(Surcharge) Charge constante		Régime d'accélération		Régime de décélération	
		MAE	MAC	MAE	MAC	MAE	MAC	MAE	MAC
CO	%	7,0	traces	1,5	0,1	1,8	traces	2,5	traces
HC	%	0,5	0,05	0,2	0,02	0,1	0,01	1,0	0,08
NO_x	ppm	30,0	60,0	1100	850-1000	650	250	10,0	20
Aldéhydes	ppm	10,0	20,0	20	10	10	10	300	30

Sous l'aspect des émissions polluantes,les résultats des recherches effectuées comparativement sur des M.A.E. et des M.A.C., dans leurs régimes de fonctionnement caractéristique,sont présentés dans le tableau no.1 (au-dessus).

Il en résulte clairement que sous l'aspect des émissions des gaz nocifs prises en considération,le moteur à allumage par compression est nettement supérieur.Des essais récemment effectués sur des voitures de tourisme équipées successivement avec les deux types de moteurs,ont démontré que le moteur Dièsel a émis approximativement 30%HC,5%CO et 50%NO par rapport au moteur à allumage par étincelle et on a pu remarquer en même temps une réduction considérable de la concentration des composés de l'oxigène comme l'acroline,les aldéhydes aliphatiques et les phormaldéhydes.

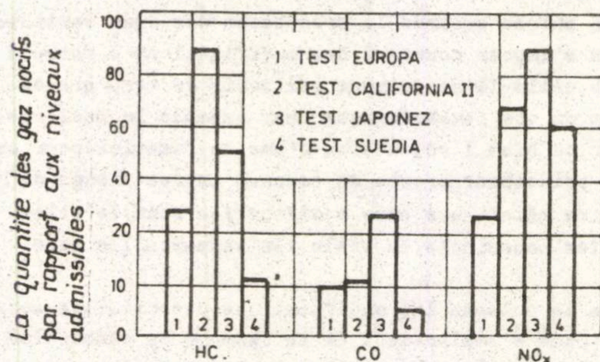


Fig.5

Dans la fig.5 on présente,par rapport aux niveaux admissibles

la quantité des gaz nocifs émis par un moteur Dièsel de voiture, dans des conditions de fonctionnement ,après les tests:Europe,Californie II,Japon (avec lo noeuds) et Suède.On remarque que surttout en ce qui concerne l'emission de CO_2, il y a une réserve importante jusqu'au seuil admissible.

Pourtant,les moteurs Dièsel sont encore inférieurs aux moteurs à allumage par étincelle sous l'aspect de l'émission de la fumée et de l'odeur.

1.3.Considérations technologiques concer nant la tranformation d'un M.A.E. en M.A.C.

Tenent compte des limites qui existent dans la production du combustible pour les M.A.C.,on estime qu'on ne peut réaliser une dieselisation de grande ampleur dans le cas des voitures de tourisme.

La production des voitures de tourisme qui emploient le gasoil ne dépassera en 199o lo% du nombre total des voitures de tourisme fabriquées.Il s'ensuit que les deux types de moteur seront fabriqués parallèlement dans le cadre de la même entreprise.C'est l'idée préconisee par la plupart de firmes qui produisent des voitures automobiles:Volkswagen,Fiat,Peugeot,Opel,Citroën,Ford, etc.,qui ont produit les deux types de moteurs,ayant les pièces principale de construction identiques,ce qui permet l'utilisation en commun d'un grand nombre de lignes de fabrication et de machines outils.

Dans le projet techinque des moteurs convertibles,le bloc moteur doit être conçu d'une manière unitaire,pour qu'une seule ligne technologique puisse assurer la production des deux variantes. Dans le cas où l'on s'impose pourtant des modifications à faire à l'une des variantes,celle-là ne doivent pas avoir de trop grande importance du point de vue technologique (par exemple le renforcement du bloc-moteur,ou bien l'adjonction d'une de fixation)pour ne pas influencer les principaux procès de coupe.D'autres pièces de base qui peuvent être maint..ues sans modification sont:le vilebrequin,le volant,les coussinets,la bièle,les segments,les axes de piston etc.

Dans le cas de la culasse les modifications essentielles sont déterminées par le mode d'emplacement de la chambre de combustion pour les deux variantes de moteurs,ainsi qu'à l'injecteur et des bougies à incandescence aux M.A.C.,pendant que l'emplacement des

soupapes,la position et l'architecture de la tuyauterie d'admission et d'evacuation et d'autres composants fonctionnels peuvent être unifiés dans le cadre des sol utions constructives communes.En même temps il est nécessaire de prévoir d'une manière identique pour les deux cas les bases de l'emplacement et les côtes de fermeture du gabarit,de la pièce.

Au niveau du piston,les modifications de la variante M.A.C. interviennent au profilage de la tête pour la chambre principale de combustion et pour assurer le rapport de compression dans les tolérances qui s'imposent pour la variante du M.A.C.En général,les modifications nécessaires pour la M-A.C. mène à l'agrandissement de la masse du piston,donc à l'ogmentation des forces d'inertie, et,comme une conséquence,il s'impose la rigidisation de la construction dans les zones de sollicitation plus intense.

En ce qui concerne l'arbre de distribution,à cause de la diminution de la fréquence nominale des tours aux moteurs Dièsel et de la nécessité de choisir d'autres phases de distribution,dans le profilage de la came interviennent aussi des modifications,ce qui entraine de la sorte la modification du décalage angulaire entre les cames du même cylindre.

Une autre modification importante qui s'impose pour la variante Dièsel est celle provoquée par la nécessité de fixer et d'entrainer la pompe à injection;la solution qui implique les modifications les plus réduites est l'entrainement commun de la pompe à injection et de l'arbre à came par une courroie dentée.

Un problème très important est la fixation correcte des ajoutages pour les pièces du mécanisme moteur,autant pour respecter les conditions normales de fonctionnement,tenant compte des particularités du processus de combustion et d'explosion,que pour réaliser un rapport de compression à une valeur requise par les tolérances de la suite des dimensions.

2.<u>Certains résultats obtenus dans la transformation du moteur 81o - 99 à carburateur en un moteur Dièsel</u>.

Les évaluations effectuées en ce qui concerne les caractéristiques constructives du moteur 81o - 99 ont mis en évidence que les modifications nécessaires pour passer au procédé de combustion Dièsel à chambre de turbulence demande des modifications minima et concernent surtout la culasse et le piston du moteur. L'aménagement de l'espace énergétique a été réalisé dans les zones de l'emplacement des bougies,par des modifications adéquates sur

le corps de la culasse dans cette zone.

L'optimisation de la chambre de turbulance a été réalisé par la modification de son volume et de la position de l'injecteur par rapport aux lignes de courent. Ces opérations ont été effectuées en détail sur la variante de iV_s = 13oo cm^3. A la variante de 14oo cm^3 n'a été nécessaire que la corrélation des dimensions de la chambre de combustion avec celle du moteur, obtenant de la sorte la mise en valeur de tous les résultats qui ont été obtenus dans les phases antérieurs au développement du moteur Dièsel de 13oo cm^3.

Tableau 2

Type du moteur	Cylindrée unitaire V_S [cm^3]	Volume de la chambre de combustion V_{ca} [cm^3]	Volume de la chambre de turbulence V_K [cm^3]	Rapport de compression ε —	Rapport des volumes $\frac{V_k}{V_{ca}}$ —	Aire de la section du canel de liaison f [mm^2]	Inclinaison de l'injecteur par rapport à l'axe verticale β [grade]
1300 D	322	16,0	7,0	21,1	0,44	27,5	35
1400 D	350	17,5	8,0	21,0	0,46	32,0	35

Les caractéristiques de la chambre de combustion pour le moteur de 14oo cm^3 sont présentés dans le tableau no.2, en comparaison avec les caractéristiques du model fonctionnel de 13oo cm^3 qui a obtenu les performances les meilleurs. On peut remarquer que le rapport de compression et l'angle d'inclinaison de l'injecteur ont été gardés identiques, et les changements intervenus dans le rapport entre V_K / V_{ca} et l'aire de la section du canal de liaison φ_c , tiennent compte de la modification de la cylindrée unitaire en s'accordant par conséquence à cette grandeur. Pour établir cette corrélation on a tenu compte aussi des résultats obtenus par les études théoriques, résultats enregistrés sur la fig.1.

Dans la fig.6 de la page suivante, on présente la caractéristique des tours sous charge totale pour Dacia 14oo Dièsel, en comparaison avec les résultats enregistrés au moteur de 13oo cm^3. Comme on peut le remarquer, par une augmentation de la cylindrée de 8,5% à la variante 14oo, par rapport à celle de 13oo cm^3, la puissance nominale s'est amélioré de 12,5%, le moment maximum de 37% et la consommation spécifique minimum de combustible ayant été réduite de 11,5%. Ces améliorations ont été ontenues par une corrélation meilleure du moteur aux caractéristiques du système

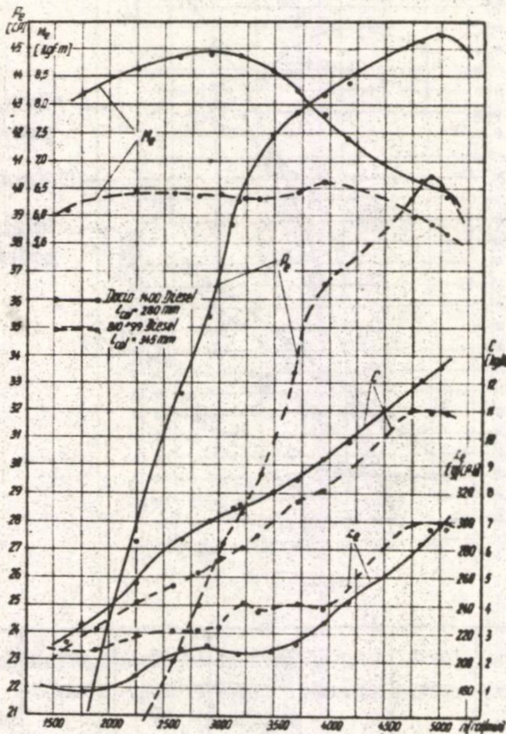


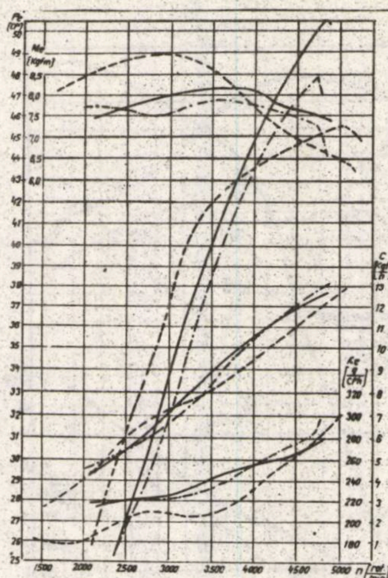
Fig.6

d'injection,ainsi que par une utilisation favorable des phénomènes dynamiques du collecteur d'admission.

Dans la figure 7 on peut remarquer l'influence du système d'injection sur les performances du moteur,particulièrement dans la zone des tours de haute fréquence.

On peut remarquer ainsi une augmentation sensible de la puissance nominale au model fonctionnel no. 2,sans postinjection, mais aussi une réduction accentuée du moment maximum et de son déplacement vers des tours élevées.En échange,les caractéristiques de l'économie du combustible s'empirent,la consommation spécifique devenant plus grande.

Dans le tableau 3 on présente les performances obtenues à la suite des essais expérimentales sur les deux modèles de 1400 cm^3,en comparaison avec les résultats enregistrés sur la vari-



— Moteur sans postinjection 2

-- Moteur model 1

--- Moteur avec postinjection 2

Fig.7

Tableau3

Modèle fonctionnel		Puissance nominale P_{en} [CP]	Tours nominale n_n $\left[\frac{rot}{min}\right]$	Moment maximum M_{max} [daNm]	Tours an moment maximum n_M $\left[\frac{rot}{min}\right]$	Coefficient d'élasticité c —	Coefficient d'adaptabilité K —	Consommation spécifique minimum de combustible $c_{e\,min}$ $\left[\frac{g}{CPh}\right]$	Consommation spécifique de combustible à la nominale c_{ep} $\left[\frac{g}{CPh}\right]$
Variante 1300		40,5	4900	6,65	2950	0,805	1,17	204	300
Variante 1400 modèle no.1		45,5	5000	8,90	2900	0,590	1,37	178	298
Variante 1400 modèle no.1	à post injection	48.0	4750	7,80	3500	0,730	1,08	215	280
	sans injection	50,5	4800	8,20	3500	0,720	1,10	216	272

ante de 1300 cm^3.On peut remarquer une augmentation importante de la puissance nominale du moteur modèle fonctionnel no.2,mais en revanche on peut aussi remarquer une dégradation du moment maximum et de la consommation de combustible.

On peut affirmer en conclusion que la transformation du moteur à allumage par étincelle en moteur à allumage par compression peut être réalisée avec un effort de projection et de recherche scientifique relativement réduit,à condition de tenir compte correctement des particularités de certaines modifications et adaptations qui peuvent être établies seulement ayant à la base des données théoriques et expérimentales très abondantes.

BIBLIOGRAPHIE

NAGY,T. Posibilităţi privind îmbunătăţirea performanţelor motoarelor diesel destinate autoturismelor,In:Buletinul Universităţii din Braşov,vol.XXII,198o.

NAGY,T.,TELESCU,D.,RADU,G.,CAMPIAN,V.,BOBESCU,G.,ABAITANCEI, D.,STANESCU,M.,COPARU,C.,CHIRU,A.

STUDIU TEORETIC SI EXPERIMENTAL PRIVIND TRANSFORMAREA UNUI M.A.S. IN M.A.C.,CU APLICATIE LA MOTORUL 81o - 99

Rezumat

In lucrare sînt prezentate,pe baza rezultatelor teoretice şi experimentale obţinute de colectivul de cercetare din catedră,elementele şi consideraţiile tehnice care definesc dezvoltarea unui motor diesel cu cameră de ardere divizată pentru autoturism.Tinînd seama de cerinţa fundamentală a motoarelor cu o cilindree relativ mică,şi anume cea de a realiza turaţii peste 45oo rot/min sînt analizaţi,într-o viziune generalizată,toţi factorii care concură la obţinerea unor performanţe ridicate.Astfel,în lucrare se analizează corelaţia existentă între forma camerei de ardere,intensitatea vîrtejului de aer,raportul de compresie şi cilindrea unitară a motorului.Printr-o diagramă,se scoate în evidenţă interdependenţa dintre factorii amintiţi la o serie de motoare diesel pentru autoturisme.De asemenea,se fac referiri şi asupra modului de alegere a echipamentului de injecţie,precum şi asupra cerinţelor privind tehnologitatea produsului.In final se trec în revistă etapele dezvoltării motorului diesel de 14oo cm ,pe baza motorului cu carburator 81o - 99 care echipează autoturismul Dacia 13oo şisînt prezentate cîteva performanţe obţinute cu acest motor,în urma cercetărilor experimentale făcute în cadrul laboratorului de motoare al catedrei.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY ON THE TRANSFORMATION OF A SPARK IGNITION ENGINE INTO A COMPRESSION IGNITION ENGINE,WITH APPLICABILITY TO THE 81o - 99 ENGINE

Summary

Based on theoretical and experimental results obtained by the research collective of our departement,the paper presents the technical elements and considerations which define the development of a Diesel engine with a divided combustion chamber for automobiles.Taking inõo account the fundamental requierement for engines with a small cylinder volume,namely to achieve a number of rotations over 45oo r/min,we have analysed all the factors which compete to obtain some high performance.This,the paper analyses the correlation between the form of the combustion chamber,the intensity of the whirlwind,the relation of compression and the unitary cylinder volume of the engine.The dependencebetween the above mentioned factors is pointed out in a diagram.At the end of the paper we pinpoint the stages of development of the 14oo cm Diesel engine based on the engine with an 81o-99 carburettor which fits up the Dacia 13oo automobiles. We also being up a few results as to the performance obtained by this engine,based om the experimental studies made within the laboratory of engines of the department.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF WAVES IN THE INLET PIPING ON THE COMBUSTION PROCESSES IN A DIRECT - INJECTION COMPRESSION IGNITION ENGINE

Lect.Anghel Chiru, Eng.,University of Braşov;
Prof.Gheorghe Bobescu, D.Sc.(Eng.),University of Braşov;
Lect.Corneliu Cofaru, Eng.,University of Braşov .

1. Introduction

Self-ignition delay covers the time between fuel injection and combustion initiation. It is at this stage that the oxidation reactions of fuel molecules occur, resulting in peroxide formation and heat absorbtion and their decomposition into aldehydes and radicals. Carbon monoxide and radicals result from aldehyde oxidation.At the end of the last stage,as a result of the increased number of reactive elements and carbon monoxide, the mixture begins to burn. Thus, between injection and the appearance of the hot flame, the fuel is subjected to modifications of physical and chemical nature such that self-ignition delay has a physical component involving the atomization and vaporization of the fuel and its mixing with the air, as well as a chemical component involving the previous oxidation of the fuel:

$$\alpha_{aa} = \alpha_{af} + \alpha_{ac} \quad . \tag{1}$$

The physical component is affected by the pressure in the combustion chamber during injection, by the temperature of the mixture, as well as by the intensity of the sucked-in air, leading to the reduction of fuel vaporization time. The chemical component is influenced by the nature of the fuel through activation energy.

Allowing for all the factors influencing self-ignition delay, H.H.Ivancenko derived the following relation:

$$\alpha_{aa} = (317\text{-}343) 10^{-9} \cdot n \cdot \left(F \cdot \frac{Ta}{pa} \right)^{0,45} e^{\frac{a E^{0,34}}{R Ta}} \quad , \tag{2}$$

where n is the speed of revolutions,(rpm), Ta is the temperature at the end of suction (k), pa is the pressure at the end of sucion (MPa), E is the activation energy of the fuel (KJ/Kmol), a is a constant = 2,57, R is a general gas constant (KJ/KmolK), F is a function;

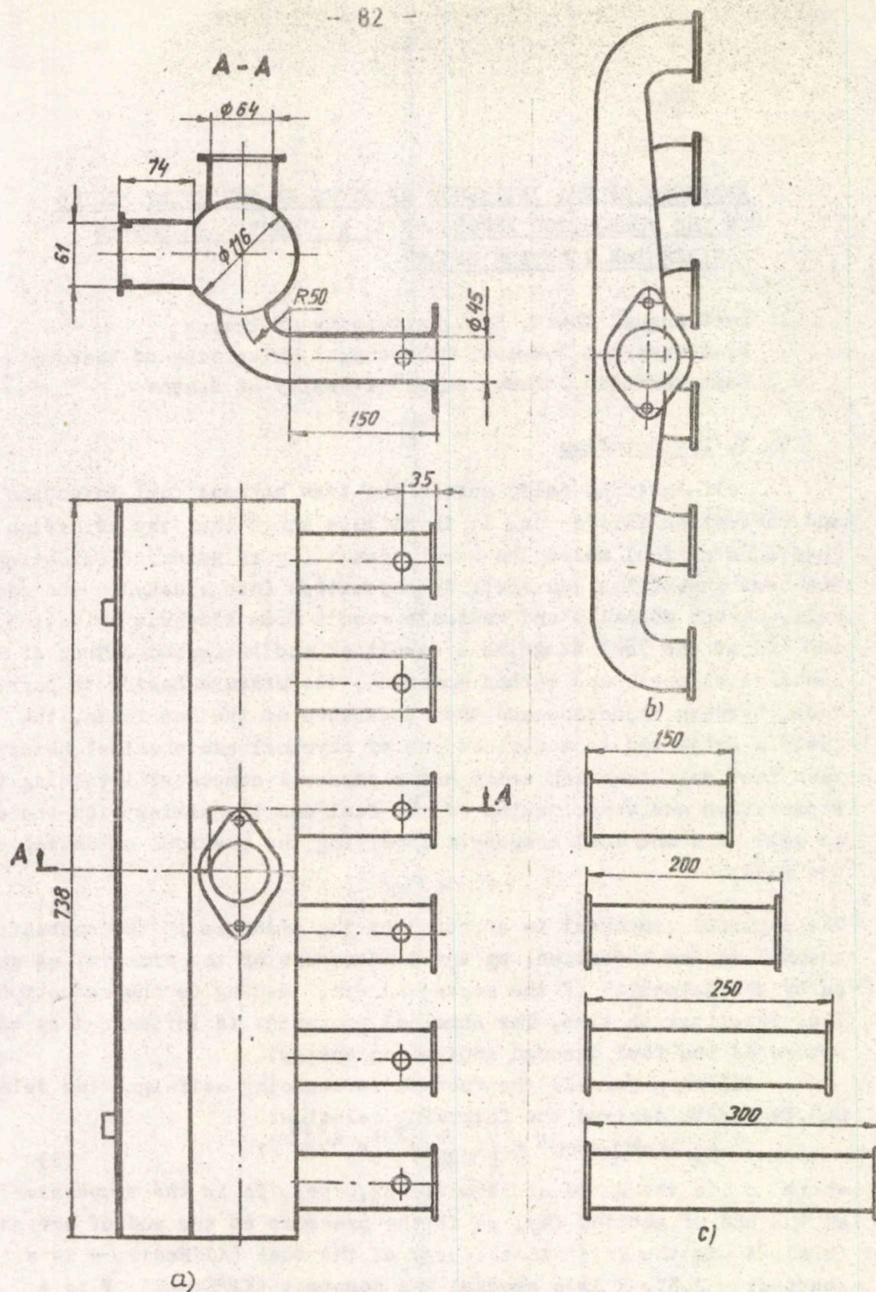


Fig. 1 The modified inlet manifold

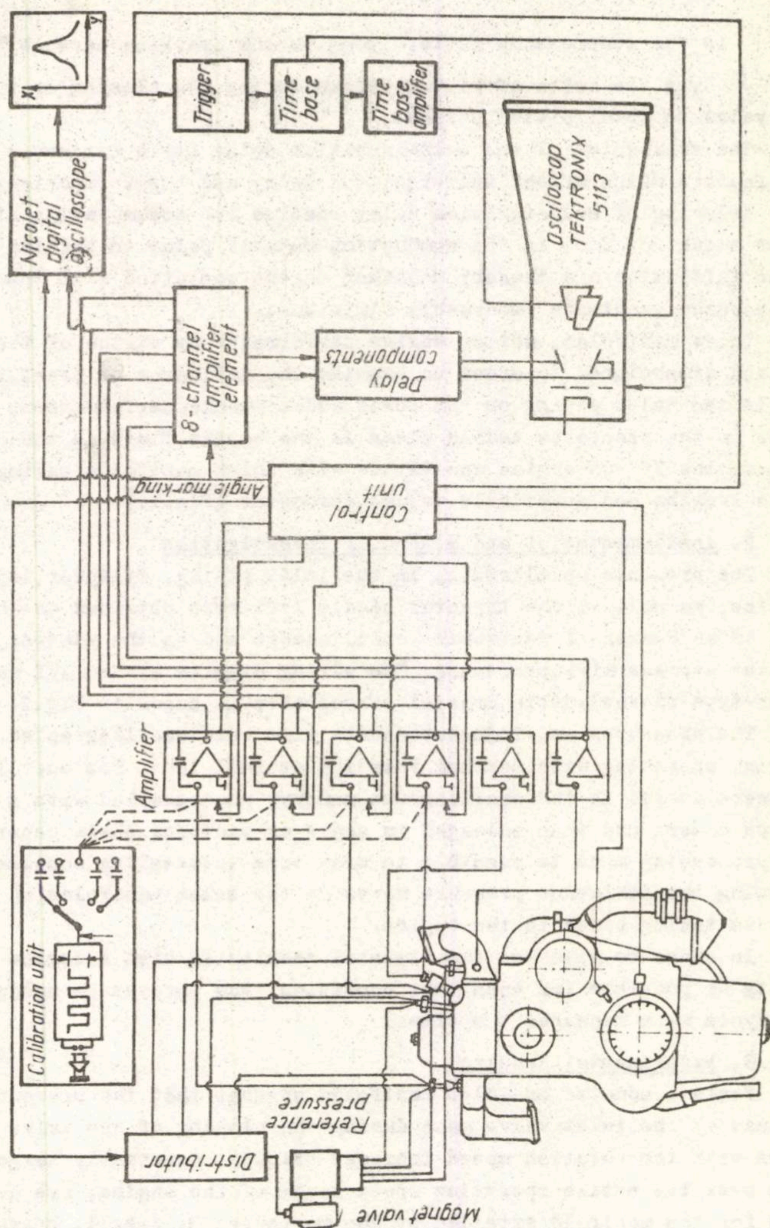


Fig. 2 Block diagram of set-up for measuring pressure variation in inlet and exhaust manifolds and injection line, air velocity in inlet manifolds and injector needle lift.

$$F = \frac{1}{\mathcal{E}} \frac{1+0,9.10^{-4}\alpha_{inj}(\mathcal{E}-1)}{\sigma} ,$$

where $\mathcal{E}$ is the compression ratio, α_{inj} is the sparking advance [°RAC]

$\sigma = \frac{x_{io}}{S}$,is the ratio of piston stroke during the closing of the inlet valve to total piston stroke.

The expression of the self-ingnition delay angle evidences those factors which affect self-ignition delay and their importance.

Reducing of self-ignition delay enables the accumulation of a smaller amount of fuel in the combustion chamber prior to burning reation initiation and thereby smoother engine operation with the pressure increase gradients remarkably diminished.

Inlet manifolds, affect engine performance by virtue of their shape and dimensions. In order to examine the influence of pressure waves in the inlet piping on the power and economic performances, as well as on the processes taking place in the motive fluid in the cylinder, the 797-o5 engine was fitted with inlet manifolds having various lengths and a variable-volume resonator (Fig.1.)

2. Instrumentation and Method of Investigation

The pressure oscillations in the inlet piping, cylinder, injection line, as well as the injector needle lift were obtained on the screen of an 8-channel Tektronix oscilloscope and on the plotter of a Nicolet storage microprocessor. The wiring diagram of the AVL and Kistler-type piezoelectric crystal transducers is shown in Fig.2.

The pressures and injector needle lift were oscillographed for an engine operating with maximum rotation at full load. The oscillograms were stored in the oscilloscope memory, photographed with a Robot-type camera and then enlarged in scale on plotting scale paper. Their processing made it possible to draw some interesting conclusions concerning the influence pressure waves in the inlet manifolds on the processes taking place in the engine.

In order to give the experimental results as high a degree of veracity as possible for each test condition, the parameters subjected to analysis were measured six times.

3. Experimental Results

Tests conducted on inlet manifolds suggest that the pressure amplitude at the inlet valve gate during the closing of the valve increases with the rotation speed increase (Fig.3). Constantly larger values over the entire operating speed range of the engine, are obtained for the manifold extended by 2oo mm (curve 3, fig.3). Pressure at the inlet manifold gate increases with the increase in resonator

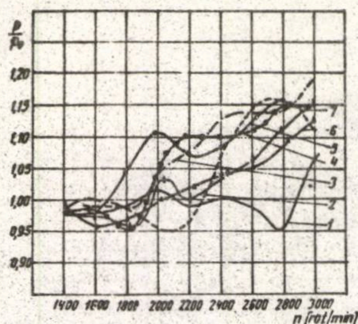


Fig.3 Pressure at inlet valve gate during closing of valve, for 797-05 engine fitted with inlet manifold: 1-standard; 2-extended by 150 mm; 3-extended by 200mm; 4-extended by 250mm; 5-extended by 300mm; 6-extended by 200 mm and a resonator volume of 7,75 dm³; 7-extended by 200 mm and a resonator volume of 10,50 dm³.

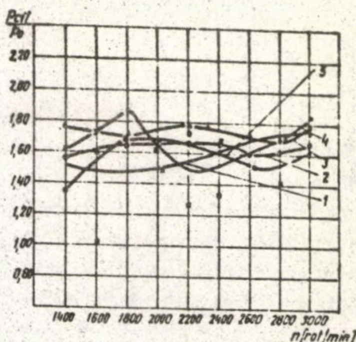


Fig.4 Pressure in cylinder during closing of inlet valve for 797-05 engine fitted with inlet manifold: 1- standard; 2-extended by 150 mm; 3-etended by 200 mm; 4-extended by 250mm; 5-extended by 300 mm.

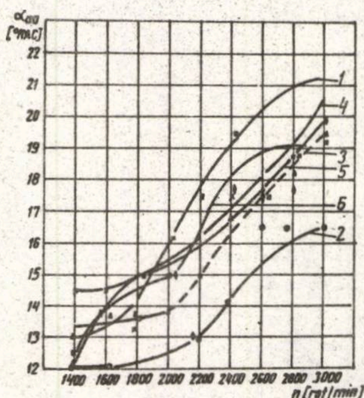


Fig.5 Self-ignition delay in 797-05 engine fitted with inlet manifold: 1-standard; 2-extended by 200 mm; 3-extended by 250 mm; 4-extended by 300 mm; 5-extended by 200 mm and a resonator volume of 7,75 dm³; 6-extended by 200 mm and a resonator volume of 10,50 dm³.

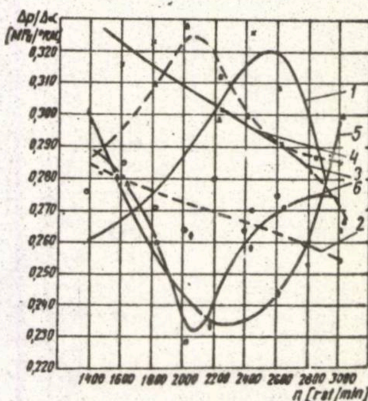


Fig.6 Pressure increase mean gradient variation in 797-05 engine fitted with inlet manifold: 1-standard; 2-extended by 200 mm; 3-extended by 250 mm; 4-extended by 300 mm; 5-extended by 200 mm and resonator volume of 7,75 dm³; 6-extended by 200 mm and resonator volume of 10,50 dm³.

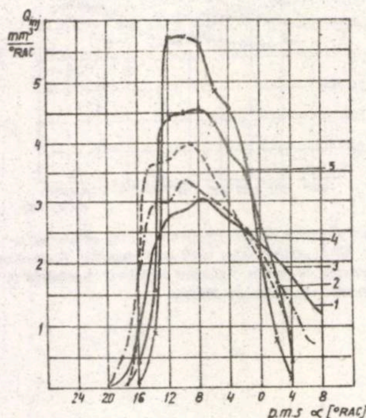


Fig.7 Law of injection for: 1 - n = 3000 rpm; 2- n = 2600 rpm; 3- n = 2200 rpm; 4 - n = 1800 rpm; 5 - n = 1400 rpm.

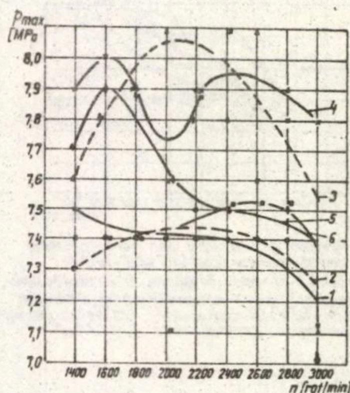


Fig.8 Maximum pressure in cylinder for 1-standard manifold;2-manifold extended by 200 mm; 3- manifold extended by 250 mm;4-manifold extended by 300 mm; 5-manifold extended by 200 mm and resonator volume of 7,75 dm³; 6-manifold extended by 200 mm and resonator volume of 10,50 dm³.

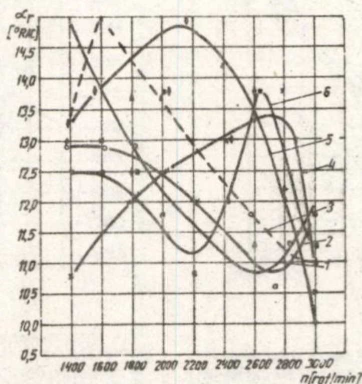


Fig.9 Duration of rapid combustion in 797.05 engine fitted with inlet manifold: 1- standard; 2- extended by 200 mm; 3- extended by 250 mm; 4- extended by 300 mm; 5- extended by 200 mm and resonator volume of 7,75 dm³; 6- extended by 200 mm and resonator volume of 10,50 dm³.

volume, but its value in the mean speed region (22oo-28oo rpm) is lower than that obtained for the engine fitted with a standard manifold extended by 2oo, 25o and 3oo mm.

The same tendency is observed in the case of the cylinder pressure during the closing of the inlet valve (Fig.3).

It is found that there is an increase of pressure at the valve gate and in the cylinder with the increase in inlet manifold lengths up to 2oo mm followed by a pressure drop, in spite that fact that the amplitude of manifold pressure continues to rise.This is due to the fact that maximum pressure is past the valve gate or does not yet reach it during the latter's closing.

The value of the pressure in the cylinder at the end of suction has a marked influence on mixture formation and the vaporization of that portion of the fuel which is to self-ignite and start the combustion processes. The correlation batween the pressure at inlet valve gate and that in the cylinder during valve closing and self-ignition delay, in the case of the 797-o5 engine, is illustrated in Fig.5. Increased self-ignition delay, prior to the start of the combustion reactions, causes considerable fuel accumulation in the combustion chamber and, consequently noisy and jerki engine operation, with higher values of the pressure increase mean gradient (fig.6) (provided the law of injection remains unchanged (Fig.7). The lowest values of the pressure increase mean gradient are obtained for the standard manifold extended by 2oo mm and for those fitted with a resonator having a volume of 7,75 dm^3 and lo,5 dm^3,respectively.

The values of pressure increase mean gradients depend both on the duration of self-ignition delay and the maximum values of the pressure in the cylinder, with higher values only for manifolds extended by 25o and 3oo mm, respectively (Fig.8).

Reducing self-ignition delay causes an increase of the duration of rapid combustion (Fig.9) directly influencing the pressure increase mean gradient.

4. Conclusions

The shape and dimensions of inlet manifolds exert a marked influence on the pressure wave condition in the manifolds.

The increase in pressure at the valve gate and in the cylinder during the closing of the inlet valve attains, in the case of the 797-o5 engine, the highest performances for the manifold extended by 2oo mm and for those with a resonator volume of 7,75 dm^3 and lo,5 cm^3 , respectively.

The pressure in the cylinder has a great impact on self-ignition delay. Thus, self-ignition delay in the case of the manifold extended by 2oo mm is 24,5 % smaller than in the case of the standard collector, and for the manifold extended by 2oo mm with a resonator volume of lo,5 dm^3, it is 9,4 % greater for a speed condition corresponding to the rated power (n = 3oo rpm), provided the pressure at the inlet valve gate increases by 4,5 % and 6,5 %, respectively, and the pressure in the cylinder increases by 3,5 %.

The pressure increase mean gradient shows a marked drop for the 2.ooo-2 oo rpm speed range. Within this range, it was reduced by 17,8 - 5,2 % in the case of the engine having its manifold extendend by 2oo mm. In the case of the manifold extended by 2oo with a resonator volume of lo,5 dm^3, the gradient decreased by 15,6 - 18,9 %.

Using pressure waves in the manifolds, for certain speed conditions results both in a 5 - 8 % improvement od power and torque performances and in smoother engine operation.

BIBLIOGRAPHY

[1] CHIRU,A.,BOBESCU,GH.,RADU,GH. Cercetări privind influenţa arhitecturii colectoarelor de admisie asupra economicităţii unui m.a.c. cu injecţie directă. A doua sesiune de comunicări ştiinţifice ESFA'84-I.P.Bucureşti 3o-31 martie 1984.

[2] GRUNWALD,B. Teoria, calculul şi construcţia motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura didactică şi pedagogică,Bucureşti, 198o.

A.CHIRU.,GH.BOBESCU.,C.COFARU

ANALIZA INFLUENTEI UNDELOR DIN TUBULATURA DE ADMISIE ASUPRA PROCESELOR DE ARDERE DINTR-UN MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIE CU INJECTIE DIRECTA

Rezumat

Intîrzierea la autoaprindere este influenţată de presiunea din camera de ardere din momentul injectării combustibilului, de temperatura amestecului, de turbionarea amestecului şi de natura combustibilului.

Colectoarele de admisie prin forma şi dimensiunile lor influenţează presiunea din cilindru de la sfîrşitul admisiei precum şi turbionarea amestecului. Creşterea presiunii în poarta supapei de admisie la închiderea acesteia şi îmbunătăţirea formării amestecului conduc la reducerea întîrzierii la autoaprindere, gradientului de creştere a presiunii şi îmbunătăţirea performanţelor de putere şi cuplu. Cercetările efectuate pe motorul 797-o5 echipat cu diverse colectoare au condus la reducerea cu 9,4-24,5 % a întîrzierii la autoaprindere, 5,2-18,9 % a gradientului de creştere a presiunii şi la îmbunătăţirea performanţelor de putere şi cuplu cu 5-8 %.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF WAVES IN THE INLET PIPING ON THE COMBUSTION PROCESSES IN A DIRECT - INJECTION COMPRESSION IGNITION ENGINE

Synopsis

Self-ignition delay is influenced by the pressure in the combustion chamber starting from the injection of the fuel by the temperature of the mixture, by the mixture vortex and by the nature of the fuel.

Inlet menifolds, due to their shape and dimensions, affect the pressure in the cylinder at the end of suction as well as the mixture vortex. The pressure increase at the inlet value gate during its closing and the improvement in the mixture formation result in the reduction of self-ignition delay, as well as that of the pressure increase gradient and the improvement of the power and torque performances. Tests conducted on the 797-o5 engine fitted with various manifolds have led to a 9,4-24,5 % reduction of self-ignition delay, a reduction of 5,2-18,9 % of the pressure increase gradient and an improvement of the power and torque performances by 5-8 %.

RECHERCHES EXPERIMENTALES CONCERNANT LE TARAGE D'UN MOTEUR DIESEL DE MOYENNE PUISSANCE

Dr.ing.Gh.Radu, maître de conference à l'Université de Braşov;
Ing. N.Ispas, assistant à l'Université de Braşov;
Ing. I.Preda, assistant à l'Université de Braşov;
Ing.O.Nandraa, chercheur à l'INMT-Filiale de Braşov.

La mise en fabrication d'un nouveau type de moteur impose le déploiement de recherches expérimentales sur prototype qui établissent de façon définitive les caractéristiques techniques et économiques, les réglages, la justesse des solutions constructives.

Le tarage d'un moteur Diesel est une opération de haute responsabilité, supposant l'étude de tous les facteurs limitatifs de manière isolée autant que possible, en tenant compte, cependant, de leur interdépendance.

Pour le moteur soumis à l'essai on a choisi les facteurs limitatifs suivants: le degré de fumée "D" (qui fait ressortir la perfection du processus de combustion en corelation avec la quantité d'air disponible), la température des gaz d'échappement "t_{ga}" (qui garantit la tenue de service des soupapes d'échappement et met en évidence le degré d'utilisation de l'enthalpie dans le moteur) le gradient moyen de hausse de la pression dans le cylindre "($\Delta p/\Delta\alpha$)" (qui met en évidence l'intensité du choc dont est sollicité le mécanisme bielle-manivelle) et la pression maximale en cycle "p_{max}" (qui indique le niveau de la sollicitation maximale du mécanisme bielle-manivelle).

Puisque tous ces facteurs-là sont influencés de facon directe par la valeur de l'angle d'avance à l'injection "β_{inj}", on a tracé les caractéristiques de réglage du moteur au nombre

de rotations de la puissance maximale n=26oo r.p.m (fig.1) et au nombre de rotations du couple maximal n=16oo r.p.m (fig.2).

En analysant la figure 1 on constate que la variation de la puissance effective "P_{ec}" pour β_{inj} =18-31°RAC n'est pas significative; on remarque l'obtention de paramètres de puissance et d'économicité maximaux est conditionnée par des angles d'avance à l'injection compris entre 25-28°RAC. Le moteur testé présente un minimum du degré de fumée à une valeur de l'angle d'avance à l'injection de 3o à 31° RAC, et pour ces mêmes valeurs de l'avance la température des gaz d'échappement présente un minimum. En même temps, la pression maximale en cycle atteint sa plus haute valeur, ce qui contribue à l'obtention d'une pression moyenne effective à valeur supérieure, pendant que le gradient moyen de haussé de la pression pendant le processus de combustion atteint une valeur de 5 daN/cm^2 °RAC.

En analysant également la caractéristique de réglage pour le nombre de rotations du couple maximal (fig.2), les constations d'ordre qualitatif sont les mêmes que pour le nombre de rotations de la puissance maximale, avec cette observation que la différence entre l'angle d'avance à l'injection nécessaire pour l'obtention de performances optimales de puissance et d'économicité et celui nécessaire pour l'obtention d'un degré de fumée minimal este plus importante.

En outre ,on constate que, bien que le niveau des pressions maximales est plus élevé au nombre de rotations du couple maximal, le gradient de hausse de la pression est sensiblement plus faible que pour le nombre de rotations nominal.

On peut ainsi conclure que l'angle optimal d'avance à l'injection pour le moteur soumis aux essais est de 29 à 31°RAC et il a été établi comme tel à partir de la condition d'un degré de fumée et d'une température des gaz d'échappement admissible, ainsi que d'un gradient de hausse de la pression limité à 4,5 daN/cm^2 ° RAC.

La recherche expérimentale a visé également le choix des culasses et du collecteur d'admission, ensembles influençant la formation et la combustion du mélange combustible et dont l'effet peut être facilement saisi par l'intermédiaire du degré de fumeé.

En ce sens, on présente la caractéristique extérieure du moteur pour deux variantes d'équipement dans les figures 3 et 4.

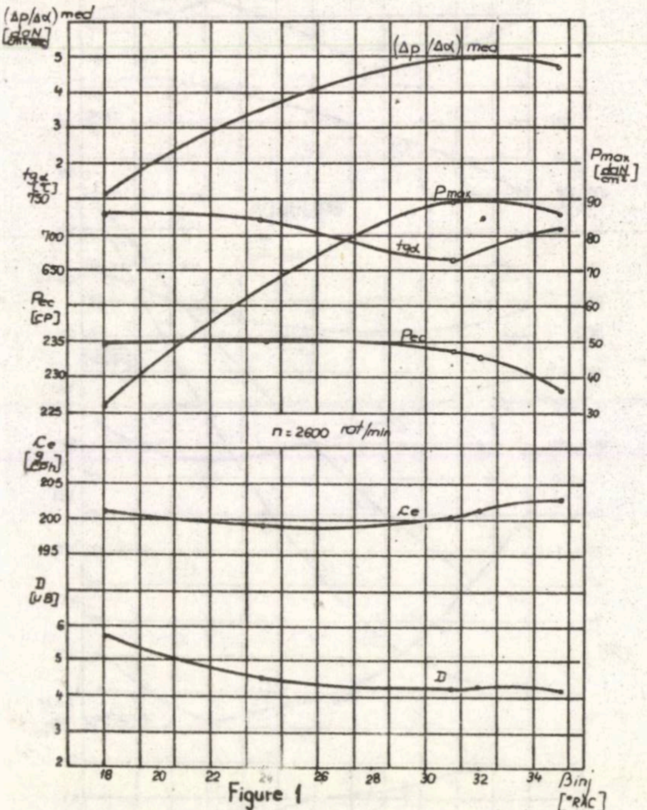


Figure 1

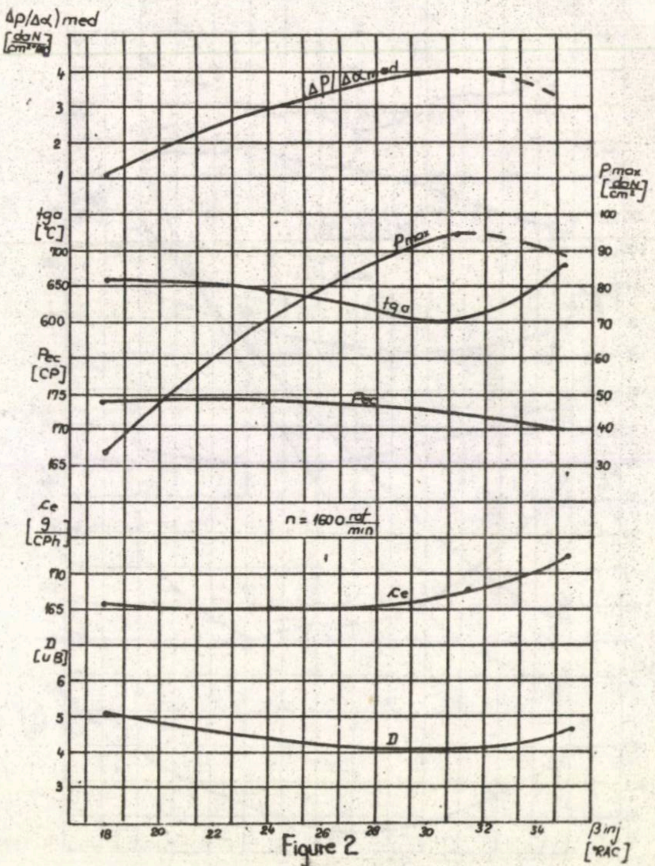


Figure 2

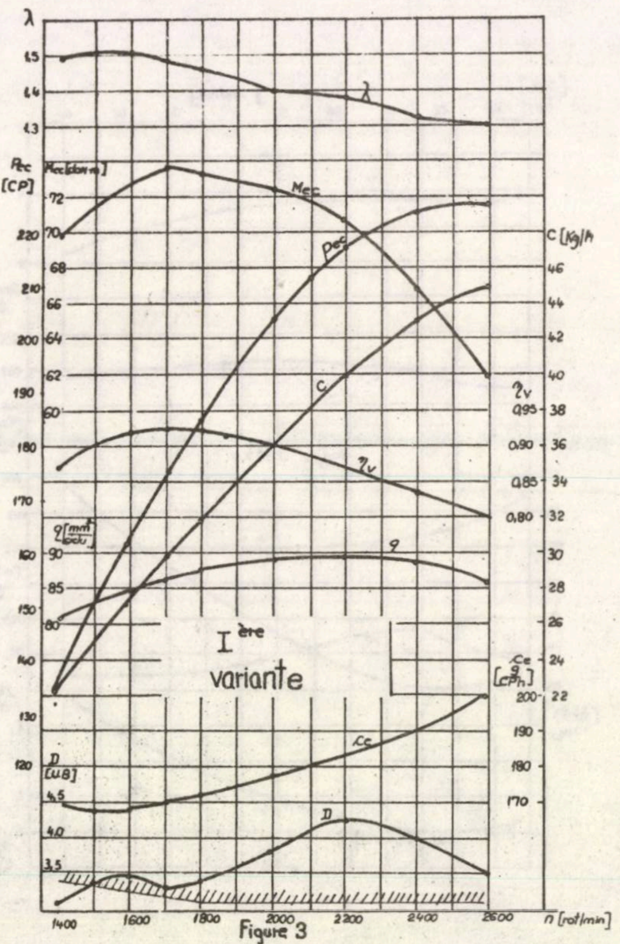


Figure 3

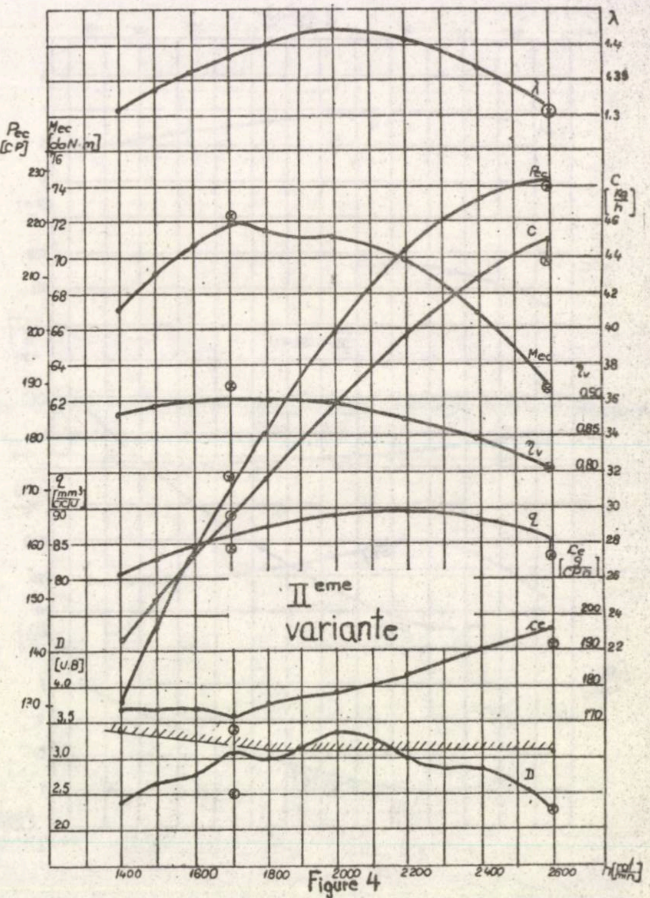


Figure 4

Les notations utiliseés sont: λ-l'excès d'air; M_{ec}- le moment effectif; P_{ec}- la puissance effective; C- la consommation horaire de combustible; C_e- la consommation spécifique; η_v - le coefficient de remplissage; q-le débit de combustible injecté par cycle.

Dans la première variante (fig.3) le moteur ressent pleinement l'influence des résistances gazodynamiques de la tuyauterie d'admission surtout à des nombres de tours au-dessus de 2ooo r.p.m. Par suite,les valeurs du couple moteur et de la puissance sont à condamner par rapport à la seconde variante; on constante que le niveaû de la fumée des gaz d'échappement est élevé, dépassant pour presque toute la gamme de nombre de tours les valeurs limite admissibles calculées conformément au "Règlement 24", limite repré sentée par la ligne hachurée.

La réduction du degré de fumée peut s'expliquer par l'augmentation importante de l'excès d'air.

Finalement, on a opté pour la II^a variante (fig.4) qui parvient à respecter l'émission de fumée imposée par le "Règlement 24" pour presque toute la gamme de nombre de tours, concurremment avec des performances de puissance et d'économicité supérieures à I-ère variante; tout cela prouve une meilleure formation du mélange, un rendement de combustion et un coefficient d'utilisation de la chaleur supérieurs.

Bibliografie

[1] Radu,Gh,ş.a. Cercetări teoretice şi experimentale în vederea dezvoltării familiei de motoare Diesel cu puteri între 185-54oCP. Universitatea din Braşov,contract de cercetare ştiinţifică nr.29/1984.

[2] Aramă,C-tin şi Grünwald,B. Motoare cu ardere internă,Editura tehnică,Bucureşti 1966.

RADU,GH., ISPAS,N., PREDA,I., NANDRA OCTAVIAN

CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND TARAREA UNUI MOTOR DIESEL DE MEDIE PUTERE

Rezumat

In lucrare se prezintă rezultatele cercetărilor experimentale efectuate în vederea tarării unui motor Diesel cu aspirație naturală, de putere medie. Se evidențiază factorii limitativi care au fost luați în considerație, precum și performanțele energetice ale motorului testat.

RECHERCHES EXPERIMENTALES CONCERNANT LE TARAGE D'UN MOTEUR DIESEL DE MOYENNE PUISSANCE

Resumé

Le travail présente les résultats des recherches expérimentales visant le tarage d'un moteur Diesel à aspiration naturelle, de moyenne puissance. Sont mis en évidence les facteurs limitatifs pris en consideration, ainsi les performances énergétiques du moteur testé.

SUSPENSION HYDROPNEUMATIQUE DE GABARIT

RÉDUIT À DEUX COUSSINS D'AIR MONTÉS EN SÉRIE

Ing.Dr. Virgil Olariu, professeur à l'Université
de Braşov

Cette suspension se compose, conformément à la figure 1, de la chambre à air à basse pression 1, de la chambre à air à haute pression 2, de la chambre à liquide 3, du piston principal 4 et des pistons flottants 5 et 6.

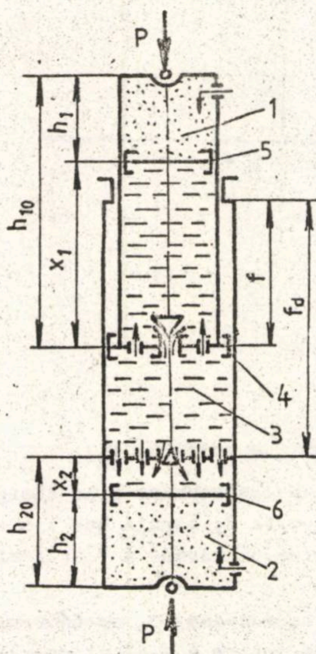


Fig 1

La caractéristique élastique de la suspension (fig.2) consisté dans l'arc de courbe 1, suivant lequel a lieu la compression statique de l'air de la chambre 1, a partir de la charge initiale $P_{1o} \leq P_g$ (P_g - la charge en régime de marche à vide) jusqu'à la charge en régime nominal $P_n \geq P_c$ (P_c - la charge critique lorsque se met en marche le coussin d'air supplémentaire de la chambre 2); l'arc de courbe 2 le long duquel a lieu la compression dynamique de l'air des chambres 1 et 2 à partir de la charge

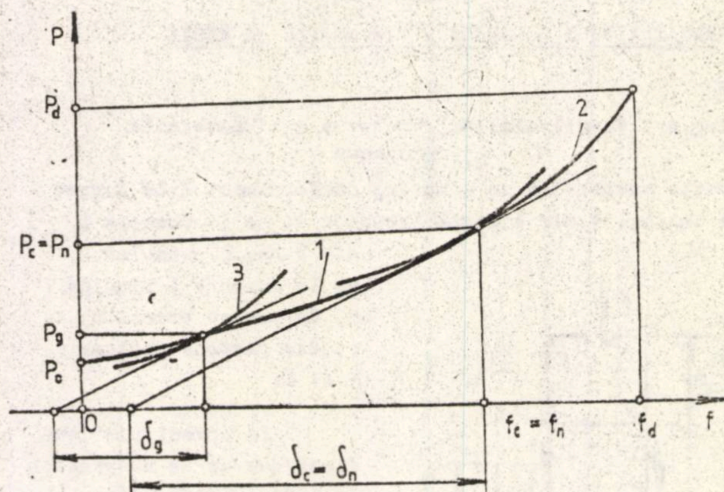


Fig 2

critique P_c jusqu'à la charge dynamique maximale P_d.

Les oscillations de la suspension soumise à la charge nominale ont lieu selon l'arc de courbe 2, tandis que les oscillations de la suspension en régime de marche à vide s'effectuent selon l'arc de courbe 3.

Pour le dimensionnement de la suspension, on déterminera les pressions p_g et p_n en régime de marche à vide et en charge nominale

$$p_g = P_g/S_3; \qquad p_n = P_n/S_3; \qquad S_3 = \pi D_3^2/4; \tag{1}$$

où:

S_3 - la sectipn intérieure de la chambre 3;

D_3 - le diamétre intérieur de la chambre 3.

En vertu de la loi de la continuité de l'écoulement on obtient la déformation de la suspension sous la forme:

$$f = \lambda_{13}(h_{10}-h_1) + \lambda_{23}(h_{20}-h_2); \tag{2}$$

$\lambda_{13} = S_1/S_3$; $\lambda_{23} = S_2/S_3$; S_1, S_2 - les sections intérieures des chambres 2 et 3;

$S_1 = \pi D_1^2/4$; $S_2 = \pi D_2^2/4$; D_1, D_2 - les diamétres interieurs des chambres 1 et 2.

Lorsque le coussin supérier travaille à lui seul, on peut écrire $h_2 = h_{2o}$ et, en partant de la relation (2) on obtient:

$$f = \lambda_{13}(h_{10} - h_1). \tag{3}$$

À partir de l'équation de la transformation polytropique de l'air dans la chambre 1: $p/p_g = (V_{1g}/V_1)^{\gamma}$

où:

V_{1g} - le volume de l'air de la chambre 1 en regime de la marche à vide;

γ - l'exposant de la transformation polytropique de l'air; on obtient la caractéristique élastique dynamique 3(fig.2):

$$P = P_g\left(\frac{\lambda_{13}\ h_{1g}}{\lambda_{13}\ h_{10}-f}\right)^{\gamma}. \tag{4}$$

On calcule ensuite la rigidité de la suspension en régime de marche à vide en vertu de la relation c=dP/df et l'on obtient:

$$c_g = \frac{\gamma\ p_g\ S_3}{\lambda_{13}\ h_{1g}}. \tag{5}$$

En considérant la figure 2, on peut écrire:

$$c_g = P_g / \delta_g ; \tag{6}$$

où δ_g est la sous-tangente de la caracteristique élastique dynamique 3 (fig.2) en régime de marche à vide, qu'on détermine en fonction de la fréquence ϑ_g imposée oux oscillations dans le même régime de fonctionement:

$$\delta_g = g/(2\pi\vartheta_g)^2 . \tag{7}$$

En partant de la relation (5), on obtient ensuite la hauteur de la colonne d'air en régime de marche à vide:

$$h_{1g} = \tau\, \delta_g / \lambda_{13} . \tag{8}$$

En vertu de la transformation isotherme de l'air, soumis à la charge statique: $p/p_{1o} = h_{1o}/h_1$, où:
p_{1o} - la pression initiale dans la chambre à basse pression;
h_{1o} - la hauteur de la colonne d'air; h_1 - la hateur de la colonne d'air sous une pression statique p;
on peut écrire:

$$h_{10} = h_{1g}\, p_g / p_{10} . \tag{9}$$

À partir de cette relation on obtient ensuite:

$$h_{10} = \tau\, p_g \delta_g / (\lambda_{13}\, p_{10}) . \tag{1o}$$

En vertu des relations (3),(8) et (1o) il résulte:

$$f_g = \tau\, \delta_g\, (p_g/p_{10} - 1) . \tag{11}$$

En utilisant ensuite l'équation de la transformation polytropique de l'air dans les deux coussins: $p/p_c = (V_c/V)^{\tau}$, où:
V_c est le volume de l'air soumis à la charge critique;
V - le volume de l'air à un momment donné dans les desx chambres:

$$V_c = h_{1c} S_1 + h_{20} S_2 \; ; \quad V = h_1 S_1 + h_2 S_2 \; ;$$

où:
h_{1c} - la hauteur de la colonne d'air dans la chambre 1 sous la charge critique; h_{2o} - la hauteur de la collonne d'air initiale dans la chambre 2;

on obtient la caracteristique élastique dynamique 2(fig.2):

$$P = P_n \left(\frac{a}{b - f} \right)^{\gamma} , \qquad (12)$$

où: $a = \lambda_{14} h_{1n} + \lambda_{14} h_{20}$; $b = \lambda_{14} h_{10} + \lambda_{14} h_{20}$.

La rigidité de la suspension soumise à la charge critique se détermine en vertu de la relation c = dP/df, en obtenant finalement :

$$c_c = \frac{\gamma \, p_c \, s_3}{\lambda_{13} h_{1c} + \lambda_{23} h_{20}} . \qquad (13)$$

D'autre part, on peut écrire:

$$c_c = P_c / \delta_c , \qquad (14)$$

où δ_c este la sous-tangente de la caracteristique élastique dynamique 2(fig.2) soumise à la charge critique. Etant donné qu'entre h_{1o} et h_{1c} la compression a lieu selon un isotherme et tenant compte de la relation (lo), on obtient:

$$h_{10} = \gamma \, p_g \delta_g / (\lambda_{13} \, p_c) . \qquad (15)$$

En partant des relations (13), (14) et (15), on obtient finelment:

$$h_{20} = \lambda_{32} \gamma \delta_c (1 - p_g/p_c); \quad \lambda_{32} = s_3 / s_2 ;$$

$$\delta_c = \delta_n = \delta_g . \qquad (16)$$

On détermine ensuite les déformations de la suspension soumise aux différentes charges.

Ainsi, pour calculer la charge critique: $h_1 = h_{1c}, f = f_c$, en partant de la relation (2) on obtiendra:

$$f_c = \lambda_{13} (h_{10} - h_{1n}) . \qquad (17)$$

Pour la charge dynamique maximale, en vertude de la relation (2), on déduira:

$$f_d = \lambda_{13} (h_{10} - h_{1d}) + \lambda_{23} (h_{20} - h_{2d}) , \qquad (18)$$

où:

h_1d, h_2d - les hauteurs des colonnes d'air des chambres 1 et 2 soumises à la charge dynamique maximale, dans la détermination desquelles on aura en vue que la transformation de l'air entre p_c et p_d a lieu suivant une polytrope.

Prenant en considération le facteur dynamique de la suspesion

$$\varepsilon_d = p_d / p_c, \quad (p_c = p_n) \; ;$$

on peut écrire:

$$\varepsilon_d = (p_d / p_c) = (h_{1c} / h_{1d})^{\gamma} \; ; \qquad (19)$$

$$\varepsilon_d = (p_d / p_c) = (h_{20} / h_{2d})^{\gamma} \; .$$

En partant de la relation (19) il résulte:

$$h_{1d} = h_{1c} e^{-\frac{1}{\gamma} \ln \varepsilon_d} \; ; \qquad (2o)$$

$$h_{2d} = h_{20} \, h_{1d} / h_{1c} \; .$$

En impasant la condition $f_d = h_{2o}$ aux relations (18) et (2o) on déduit:

$$f_d - h_{20} = \frac{\lambda_{13}(h_{10} - h_{1d})}{1 - \lambda_{23}(1 - h_{1d} / h_{1c})} \; . \qquad (21)$$

À partir des relations (16) et (21) on obtient finalement:

$$S_2 = \frac{A}{B + C} S_3 \; , \qquad (22)$$

où:

$$A = (1 - P_g / P_c) \, \gamma \, \delta_c ; \qquad B = (1 - c_d) \, (1 - P_g / P_c) \, \delta_c ; \qquad (23)$$

$$C = (1 - c_d P_{10} / P_c) \, (f_g + \gamma \delta_g) ; \quad c_d = e^{-\frac{1}{\gamma} \ln \varepsilon_d} \; .$$

BIBLIGRAPHIE

[1] V. Olariu. Cercetări privind frecvenţa oscilatorului hidropneumatic cu două perne de aer, Conferinţa "Vibraţii în construcţia de maşini; Timişoara,198o.

OLARIU, V.

SUSPENSIE HIDROPNEUMATICA DE GABARIT REDUS CU DOUA PERNE DE AER MONTATE IN SERIE

Rezumat

Principalele direcţii de cercetare efectuate au fost următoarele:

- deformaţia suspensiei supusă la diferite sarcini;
- rigiditatea suspensiei la funcţionarea în gol,sub sarcina critică şi la sarcina nominală;
- dimensiunile constructive ale suspensiei de gabarit redus cu două perne de aer montate în serie.

SUSPENSION HYDROPNEUMATIQUE DE GABARIT REDUIT À DEUX COUSSINS D'AIR MONTÉS EN SÉRIE

Resumé

Les principales directions des recherches effectuées ont été les suivantes:

- la déformation de la suspension soumise aux différentes changes;
- la rigidité de la suspension en regime de marche à vide, à charge critique et en charge nominale;
- les dimensions contructives de la suspension de gabarit reduit a deux coussins d'air montés en série.

STUDIUM BEZÜGLICH LÄRMENTSTEHUNG UND -BEKÄMPFUNG IN KRAFTFAHRZEUGEN

(Teil 1)

Dipl.ing. Ioan Daj-Fleţan, Assistent an der Universität Braşov;
Dipl.ing. Mihai Ciobanu, Oberassistent an der Universität Braşov.

1. Allgemeine Betrachtungen über die Lärmbekämpfung in Kraftfahrzeugen

Der motorisierte Strassenverkehr wird in Zukunft wesentlich zur Befriedigung vieler Bedürfnisse der menschlichen Gesellschaft beitragen. Eines der akuten Probleme, als Folge der Steigerung des Strassenverkehrs, ist die Lärmausstrahlung. Deren Bekämpfung wird immer mehr eine Bedingung für die Forschung und Produktion im modernen Kraftfahrzeugbau. Es sind erschienen und es vermehren sich die Arbeiten auf diesem Gebiet. Der Komfortmangel oder gar schädliche Wirkung des Strassenlärms, besonders in bewohnten Gebieten, stellt das Problem des Studiums der Lärmgenerierung und der Vielfalt von Faktoren und Parameter, die die Lärmminderung bei allen Kraftfahrzeugkategorien wesentlich beeinflussen können.

Es werden auch Meinungen geteilt, nach denen vom wirtschaftlichen Standpunkt die Wirksamkeit der Lärmminderungsmittel im Strassenverkehr in manchen Fällen durch fahrzeugungebundene Massnahmen grösser sein kann [1]. Von dieser Meinung stammt eine sehr richtige Schlussfolgerung, u.zw. dass das Problem des Strassenlärms nicht nur ein technisches, sondern auch ein wirtschaftliches und soziales Problem ist, und demnach nur mit der Teilmahme der Fahrzeughersteller, der Strassen- und Gebäudekonstrukteure, der Fahrzeugbetreiber und der Gesetzgeber erfolgreich angeschnitten werden kann [1,9].

Das Interesse der Lärmpegelherabsetzung ist nicht nur gegen den Aussenlärm sondern auch zur Innenlärmminderung in Fahrgasträumen und in Fahrerkabinen gerichtet.

Keine Massnahme zur Aussenlärmminderung darf zur Vernachlässigung der Erhöhung des Innenlärms des Kraftfahrzeugs führen.

Angestrebt sind die Massnahmen,die den Lärm unter beiden Gesichtspunkten vermindern, selbst wenn die gegenwärtigen gesetzlichen Vorschriften besonders den Aussenlärm zielen [3,4]. Bemerkenswert ist in diesem Sinn, dass Unterschiede zwischen Ihnen- und Aus - senlärm bezüglich der Frequenzspekra existieren; innen überwiegen die Niederfrequenzkomponenten, zwischen o,5...15o Hz, während aussen die Hochfrequenzkomponenten überwiegend sind [2]. Die vorgeschlagenen technischen Lärmminderungslösungen müssen für Serienfertigung gültig, sein, wobei als werbefähig nur die Lösungen, die den Schal - lpegel mit wenigstens 5...1o dB(A) herabsetzen, betrachtet werden.

Die Lärmproblematik orientiert, ebenfalls, auch gegen gesetz - lich vorgeschriebene Lärmmessverfahren, die aber nicht nur einen Weg für den objektiven Bezung auf die Einhaltung der Normen für den Schutz der Menschen gegen die schädliche Wirkung des Lärms bieten, sondern auch derart abgefasst werden müssen dass sie ein Kriterium der technischen Abnahmeprüfung eines Fahrzeugs bieten [5]. Derartige nationale und internationale Normen wurden schon ausgearbeitet (die Normen ISO 362 R - 1964; in der V.R. Rumänien STAS 8799-8o und STAS 6926/15-76; in der BRD DIN 45635; in der Ud SSR GOST 19358-74 u.a.).

Andererseits, müssen die Messverfahren individuell die Aufs - pührung der Schallpegel der verschiedenen Lärmquellen sichern und spezielle Analyseverfahren der Ursachen der Lärmentstehung in den verschiedenen Teilen des Systems, wie Motoren, Getrieben, Karos - serien, Ventilatoren u.a. und/oder in verschiedenen Laufbetrieben erleichtern. All diese Aspekte berücksichtigend kann die gestellte Problematik gemäss dem in Bild 1 vorgeschlagenen Schema angeschnitten werden.

Also ist das gestellte Problem komplex und seine Lösung setzt die Behandlung folgender Aspekte voraus:

- qualitative Untersuchung, vom physikalischen Gesichtspunkt aus, der Lärmentstehung, genaue Festsetzung der Ursachen (Quellen) des Lärms in verschiedenen Aggregaten und Teilen und Analyse der Spektralkomponenten des Lärms;
- Anwendung von alleinigen Messmethoden und -verfahren für den von Kraftfahrzeugen ausgestrahlten Lärm und von alleinigen und objektiven Analyse- und Vergleichskriterien, wobei diese die Festsetzung von gesetzlich geregelten Grenzschallpegeln als Grundlage haben sollen;
- Bestimmende Analyse der Entstehung des Lärms durch verschiedene Kraftfahrzeugelemente in Abhängigkeit von deren konstruktiven und funktionellen Daten, für verschiedene Geschwindigkeits- und Belast-

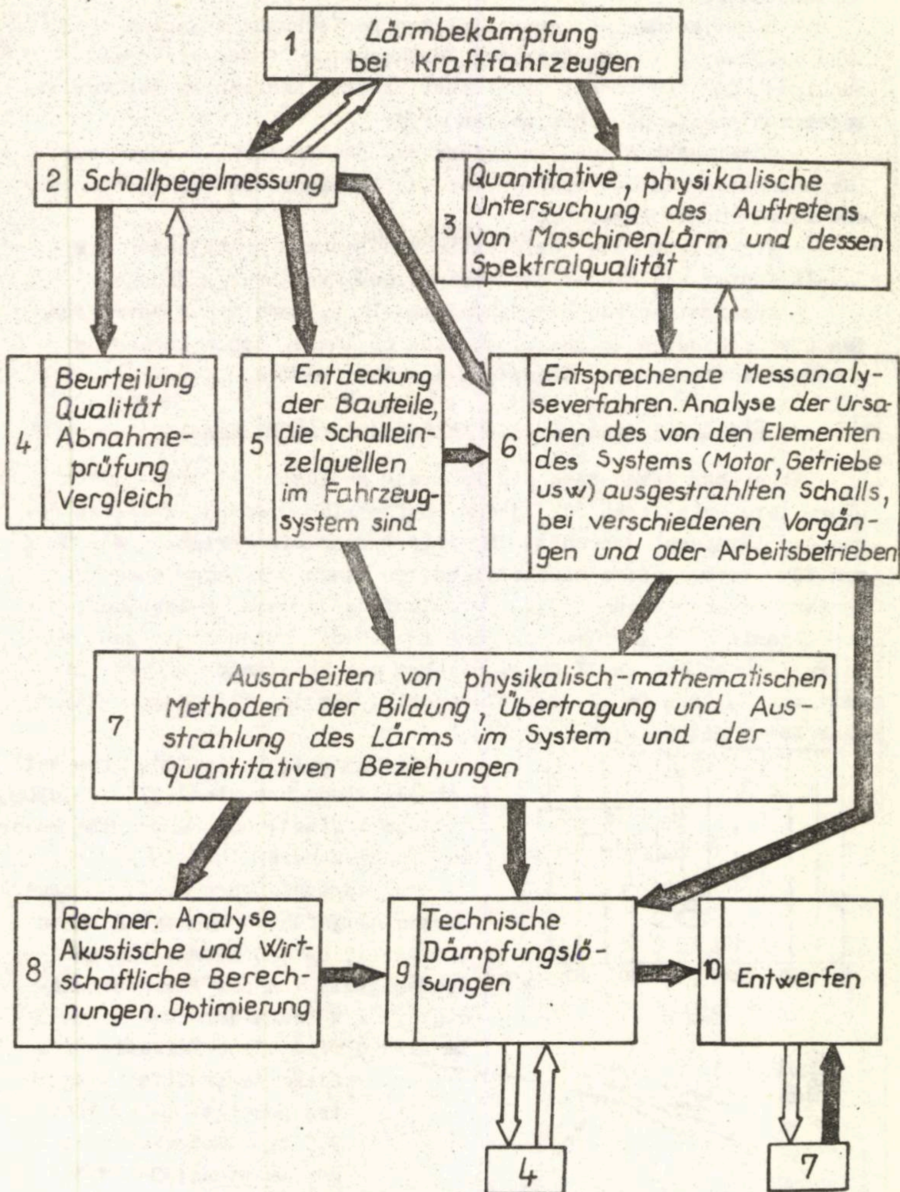

1
Lärmbekämpfung bei Kraftfahrzeugen
2
Schallpegelmessung
3
Quantitative, physikalische Untersuchung des Auftretens von MaschinenLärm und dessen Spektralqualität
4
Beurteilung Qualität Abnahme-prüfung Vergleich
5
Entdeckung der Bauteile, die Schalleinzelquellen im Fahrzeugsystem sind
6
Entsprechende Messanalyseverfahren. Analyse der Ursachen des von den Elementen des Systems (Motor, Getriebe usw) ausgestrahlten Schalls, bei verschiedenen Vorgängen und oder Arbeitsbetrieben
7
Ausarbeiten von physikalisch-mathematischen Methoden der Bildung, Übertragung und Ausstrahlung des Lärms im System und der quantitativen Beziehungen
8
Rechner. Analyse Akustische und Wirtschaftliche Berechnungen. Optimierung
9
Technische Dämpfungslösungen
10
Entwerfen
4
7

Bild 1

ungszustände;

- Hervorhebung von quantitativen Beziehungen zwischen den Schallpegeln der ausgestrahlten Geräusche und deren Spektralqualität und den technischen-konstruktiven Kennzahlen der verschiedenen Elemente die Lärmquellen sind;

- Untersuchung und Festlegung der technischen Lösungen zur Lärmbekämpfung an der Quelle oder zur Verhinderung der Ausbreitung des Lärms in der Umgebung;

- Vervollkommnung der akustischen Berechnungsmethoden der Schalldämpfer und Finden der technischen Ausführungslösungen;

- Ausarbeiten von Berechnungsmodellen, auch unter Verwendung des elektronischen Rechners, so dass optimale, schon in der Entwurfsphase vorsehbare, Lärmpegel erreicht werden.

2. Einfluss des Laufbetriebs auf den Lärmpegel

Abgesehen davon dass ein Fahrzeug geräuschvoll oder geräuscharm ist, existieren für jeden Laufbetrieb Grenzen, zwischen denen der Lärmpegel schwankt. In Bild 2 kann die Variation der Grenzen für verschiedene Laufbetriebe, in denen Messungen ausgeführt wurden, gesehen werden [2]: 1 - Anlauf des Motors; 2-Leerlauf; 3 - Schnellanlauf*); 4 - Nenndrehzahl im I.Gang; 5-Beschleunigung von 2o km/h ausgehend im II.Gang; 6-Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit von 5o km/h im II.Gang; 7-dasselbe für den III.Gang; 8-Fahrt ohne Motor mit 5o km/h.

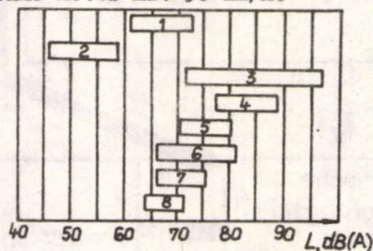


Bild 2

Die grösste Variation wurde bei Schnellanlauf vom Stand (71...97dB(A)), und die kleinste bei Fahrt ohne Motor mit 5o km/h verzeichnet.

Auf verschiedenen Kraftfahrzeugarten ausgeführte Messungen haben die Variation des Lärmpegels in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit der Kraftfahrzeuge bewiesen. Im Bild 3 wird diese Variation für folgende Kraftfahrzeugarten gezeigt: 1-LKW über 3,5 t; 2-Motorrad niederer Leistung; 3-LKW bis 3,5 t; 4-PKW.

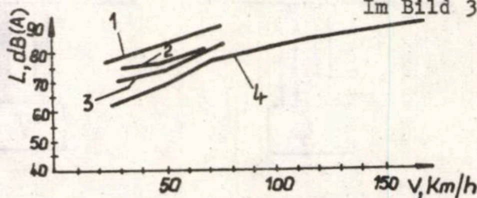


Bild 3

Den Gesamtlärm in Kraftfahrzeugen aus dem Motor-

*) vom Stand.

geräusch und dem Fahrsystemgeräusch zusammengesetzt betrachtend, wird festgestellt dass die differenzierte Präponderenz der zwei Komponenten vom Laufbetrieb abhängt. So hat das Motorgeräusch einen grossen Anteil bei einer Fahrt mit häufigen Abfahrten und Anhalten in den niedrigen Getriebegängen, während im Fall einer andauernden Strassenfahrt mit hohen Geschwindigkeiten dem Fahrgeräusch ein grösserer Anteil zukommt. Diese Tatsache wurde von auf einer Reihe von Kraftfahrzeugen durchgeführten Messungen bestätigt. In Bild 4 ist der Verlauf des Schallpegels des Motorgeräusches beim PKW VW 13o2, als Differenz zwischem dem gemessenen Gesamtlärm und dem Fahrgeräusch bestimmt [2], wiedergegeben. Die Dependenz Lärm-Geschwindigkeit, L=f(v), kann als linear betrachtet werden.

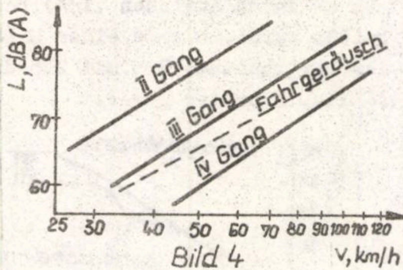


Bild 4

Durch die Spektralanalyse des Gesamtlärms wird, praktisch, abgesehen von der Fahrgeschwindigkeit, eine Absenkung des Schallpegels bei Frequenzerhöhung festgestellt. Im Bild 5 sind die Frequenzspektra des Gesamtlärms beim selben VW 13o2 im IV. Getriebegang (mit durchgezogener Linie) und des Fahrgeräusches (mit gestrichelter Linie) [2] gegeben. Es wird die Neigung zur Resonanz beim Gesamtlärm für niedrige Frequenzen, unter 25o Hz, bemerkt, was für die Festsetzung der Eigenfrequenz bei verschiedenen Bauteilen, die im Kraftfahrzeug Schallschwingungen übertragen, von Bedeutung ist. Ebenfalls, wird auch hier der grosse Anteil des Fahrgeräusches bei Geschwindigkeitszunahme im IV. Getriebegangbetrieb bestätigt.

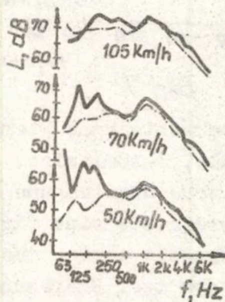


Bild 5

Der Einfluss des Laufbetriebs auf den Lärmpegel wird auch durch die Ergebnisse der an einem Autobus AS 35oo E im V. Getriebegang ausgeführten Messungen bestätigt (Bild 6); bei 8o km/h Höchstgeschwindigkeit für Reiseautobus ensprechen rd. 8o dB(A), mit nur 3,5...4 dB(A) über dem Fahrgeräusch. Diese geringe Differenz wird in demselben Getriebegang auch bei 5o km/h bewahrt [3].

Die Höchstdrehzahlen sind besonders unangenehm und in den meisten Fällen die Ursache von Schwingungen im System, was zur

Erhöhung des Aussen- und des Innenlärms mit 1...2 dB(A) führen kann, und können Resonanz im Motor und in den anderen Teilen (Getriebe, Karosserie usw) hervorrufen. Im Fall des 7,5 t LKW Magirus Deuz 13o MBFL mit der Höchstdrehzahl von 9o km/h, luftgekühltem Dieselmotor, der bei 28oo U/min 96 kW (13o PS) entwickelt, ist es gelungen den Motorlärm mit rd.5 dB(A)[*] 4 herabzusetzen u.z w. in einer geräuscharmen Variante, die durch Änderung des Laufbetriebs bei Herabsetzung der Umdrehungszahl auf 25oo U/min, (Bild 7), wobei die Leistung von 96 kW durch Aufladen (1o%) beibehalten wurde, was zu einer Minderung des Verbrennungslärm mit 2,5 dB(A) führte, erhalten wurde.

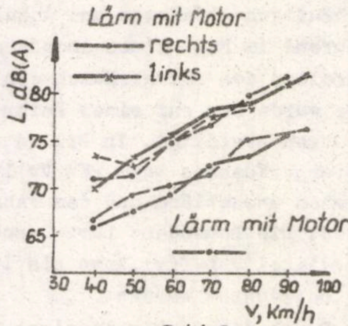


Bild 6

Andererseits, den Einfluss des Motorbetriebs betrachtend, ändert sich die Lärmübertragung durch die gebundenen Elemente des Systems bei verschiedenen Umdrehungszuständen. So sind im Diagramm aus Bild 8, das für die Fahrerkabine eines Lieferwagens aufgestellt wurde, die Lärmanteile gegeben, die der Kabine von verschiedenen Elementen, die Schallquellen bilden (2-Lager, 3-Lenksäule, 1-Admission, 4-Auspuff, 5-Rest) und als auf unterschiedliche Wege übertragene Einzelkomponenten betrachtet werden, zugeleitet werden. Sie sind für zwei Umdrehungszahlen dargestellt; es kann festgestellt werden dass die Schallpegel der zusammensetzenden Geräusche den zwei Umdrehungszahlen entsprechend, übertragen werden [7].

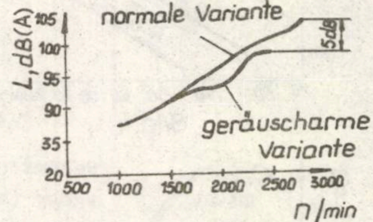


Bild 7

Ein besonders unangenehmes Geräusch emittieren Kraftfahrzeuge im Motorbremsbetrieb, aber diese Betriebsart kann durch eine entsprechende Fahrt durch bevölkerte Gegenden vermieden werden.

Demnach kann geschlossen werden, dass der Einfluss des Fahrzeugbetriebs bedeutend ist und einen Hauptweg für die Minderung des emittierten Gesamtlärms darstellt. Ebenfalls, ist dieser Einfluss ein Element, das bei der Analyse der Entstehung und Weiterleitung des Lärms in verschiedenen Systemkomponenten berücksichtigt

[*] bzw. den mechanischen Lärm mit 2,5 dB(A),

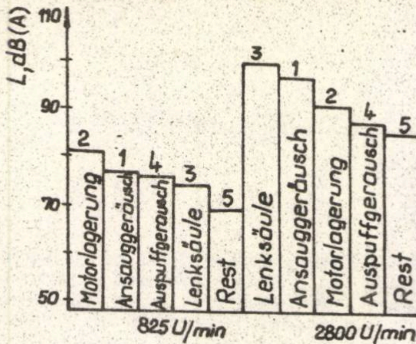


Bild 8

werden muss; die Anteile dieser Komponenten am Gesamtlärm ändern sich bei verschiedenen Drehzahlzuständen. Es kann angenommen werden dass die Fahrgeschwindigkeit und die Motordrehzahl als Betriebsparameter den Lärm direkt proportional beeinflussen. Der Lärm in einem luftgekühlten 13oPS-Dieselmotor konnte bewerbfähig, durch einen entsprechenden Betrieb, ohne Leistungsverlust, mit 5 dB(A) gemindert werden.

Im Verkehr wird festgestellt dass der Lärm im Stadtbetrieb - niedere Geschwindigkeiten, Abfahrten, Anhalten, Bremsen -, nur vom Motorlärm, der im Vergleich zum Fahrgeräusch entscheidend ist, ausgehend, wesentlich gemindert werden kann. Dafür ist im Dauerfahrbetrieb mit hohen Geschwindigkeiten - ausserhalb der Städte - der von Reifen und Strassenbelag generierte Lärm überwiegend und bildet also den Hauptweg zur Minderung des Gesamtlärms.

Literaturverzeichnis

[1] WALDAYER, HEINRICH. Forschung und Entwicklung am Automobil-Teil 2: Antriebe, Antriebsysteme und Lärmminderung. In: ATZ Automobiltechnische Zutschrift 81 (1979)2.

[2] VAITEANU, D., DARABONT, Al. u.a. Circulaţia şi poluarea sonoră a mediului urban. Bucureşti, Editura tehnică, 1983.

[3] TOUDARA, VLADIMIR. Lärmminderung am Versuchs- Reisebus AS 35oo E. In: ATZ Automobiltechnische Zutschrift 81(1979)7/8.

[4] FISCHER, JOSEF, u.a. In Serie realisierbare Lösungeu zur Geräuschminderung an einem Lastkraftwagen für den Verteilerverkehr. In: ATZ Automobiltechnische Zeitsshrift 82(198o)12.

[5] WECK, M., GRUND, P. Messen und Beurteilen in der Praxis. In: Industrie anzeiger, Nr.1/2 v.G.l.1982/1o4.Jg.

[6] BATHELT, HARTMUT. Inneugeräuschreduzierung durch rechnergestützte Analyseverfahreu. In ATZ Automobiltechnische Zeitschorift 83(1981) 4.

[7] KURZ, KARL. Zur Schallausbreitung in Fahrzeugen. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 83 (1981)4.

[8] DARABOUT, A, VAITEANU, D. Combaterea poluării sonore şi a vibraţiilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1975.

[9] REZVIAKOV, E.M., ILICEVICI, I.A. Snijenie urovnei suma i vibraţii otecestvennîh abtomobilei. In: Avtomobilnaia promîşlennost, nr.7, 1981 g.

DAJ-FLETAN,I; CIOBANU,M.

STUDIUL PRIVIND PRODUCEREA SI COMBATEREA ZGOMOTULUI LA AUTOVEHICULE

Rezumat

In lucrare sînt sintetizate şi interpretate date cu privire la combaterea zgomotului, automobilelor, fiind propusă o metodică de tratare completă a problemei. De asemenea, este analizată, pe bază de date, influenţa şi importanţa regimului de funcţionare asupra nivelelor de zgomot emis de autovehicule şi posibilitatea de reducere a zgomotului, pe această cale. Lucrarea constituie prima parte din cercetarea problemei puse.

STUDIUM BEZÜGLICH LÄRMENTSTEHUNG UND -BEKÄMPFUNG IN KRAFTFAHRZEUGEN (Teil 1)

Zusammenfassung

In der Arbeit werden Daten bezüglich Lärmbekämpfung in Kraftfahrzeugen systematisiert und interpretiert und eine Methodik für die vollständige Behandlung dieses Problems vorgeschlagen.Ebenfalls, werden, auf Grund von Daten, der Einfluss und die Bedeutung des Laufbetriebes auf die Schallpegel des von Fahrzeugen emittierten Lärms und die Möglichkeiten der Lärmminderung auf diesem Wege analysiert. Die Arbeit stellt den ersten Teil der Untersuchung des gestellten Problems dar.

CONSIDERATIONS THEORIQUES SUR LE BILAN DE PUISSANCE DE L'AGREGAT TRACTEUR-FRAISE AGRICOLE

Dr.ing. S.Năstăsoiu, maître de conférences a l'Université de Brasov ;

Ing. I.Todor, assistant à l'Université de Brasov.

Aux agrégats tracteur - fraise agricole, la puissance du moteur est transmise par deux flux: l'un par la prise de force à la fraise, l'autre par la transmission du tracteur aux roues motrices. En dressant le bilan de puissance on doit tenir compte de cette particularité. En outre, le bilan de puissance de ces agrégats est beaucoup influencé par la difference absolue entre la force de pousse R_x de la fraise agricole et la somme des résistances au roulage de l'agrégat: celle du tracteur R_{rt} et celle de la fraise R_{rf}.

Par rapport à cette différence il y a trois cas d'exploitation de l'agrégat:

1. $|R_x| < |R_{rt} + R_{rf}|$;

2. $|R_x| = |R_{rt} + R_{rf}|$;

3. $|R_x| > |R_{rt} + R_{rf}|$.

Dans ces relations

$$R_{rt} = fG; \quad R_{rf} = \mu Q_z ,$$

où: f est le coefficient de résistance au roulage du tracteur; G - le poids d'exploitation du tracteur; μ - le coefficient de résistance au roulage des roues d'appui de la fraise; Q_z - la charge verticale agissant sur les roues d'appui.

Quand on travaille sur des terres en friche, la force R_x peut atteindre 2-6 kN/m, faisant par la suite que la fraise pousse le tracteur [2].

On analyse le bilan de puissance pour les trois cas mentionnés:

1. En ce cas la force tangentielle T agissant aux roues motrices du tracteur est une force active (elle est orientée dans le

sens de déplacement du tracteur) et le bilan de traction peut être écrit ainsi (fig.1):

$$T = R_{rt} + R_{rf} - R_x . \qquad (1)$$

Multipliant cette relation par la vitesse réelle v du tracteur, on obtient:

$$Tv = R_{rt} \cdot v + R_{rf} \cdot v - R_x \cdot v.$$

On peut écrire le produit T.v comme de suite:

$$Tv = Tv_t (1- \delta) = P_m(1- \delta) = P_m - P_\delta . \qquad (2)$$

Par conséquent,

$$P_m = P_{rf} + P_{rt} + P_\delta - P_i, \qquad (3)$$

où: $P_m = Tv_t$ est la puissance aux roues motrices du tracteur; v_t - la vitesse théorique du tracteur; $P_{rf} = R_{rf}.v$ - la puissance consommée pour vaincre la résistance au roulage de la fraise; $P_{rt} = R_{rt}.v$ - la puissance consommée pour vaincre la résistance au roulage du tracteur; $P_\delta = P_m \cdot \delta$ - la puissance consommée par le patinage du tracteur; δ - le patinage du tracteur; $P_i = R_x v$ - la puissance dont la fraise pousse le tracteur.

La puissance totale consommée dans les transmission se détermine avec la relation:

$$P_{tr} = \frac{P_m}{\eta_t}(1 - \eta_t) + \frac{P_{teh}}{\eta_p \cdot \eta_r}(1 - \eta_p \eta_f) , \qquad (4)$$

où: η_t est le rendement de la transmission du tracteur; η_p - le rendement de la transmission de la prise de force; η_f - le rendement de la transmission de la fraise; P_{teh} - la puissance technologique (puissance consommée pour trancher et rejeter le sol, pour lui imprimer donc une énergie cinétique). Cette puissance est transmise par la prise de force.

Ajoutant à la puissance P_m, donnée par la relation (3), les puissances P_{tr} et P_{teh}, on obtient la puissance effective P_{el} du moteur, dans le premier cas d'exploitation:

$$P_{el} = P_m + P_{tr} + P_{teh} = \frac{P_m}{\eta_t} + \frac{P_{teh}}{\eta_p \cdot \eta_f} ,$$

ou

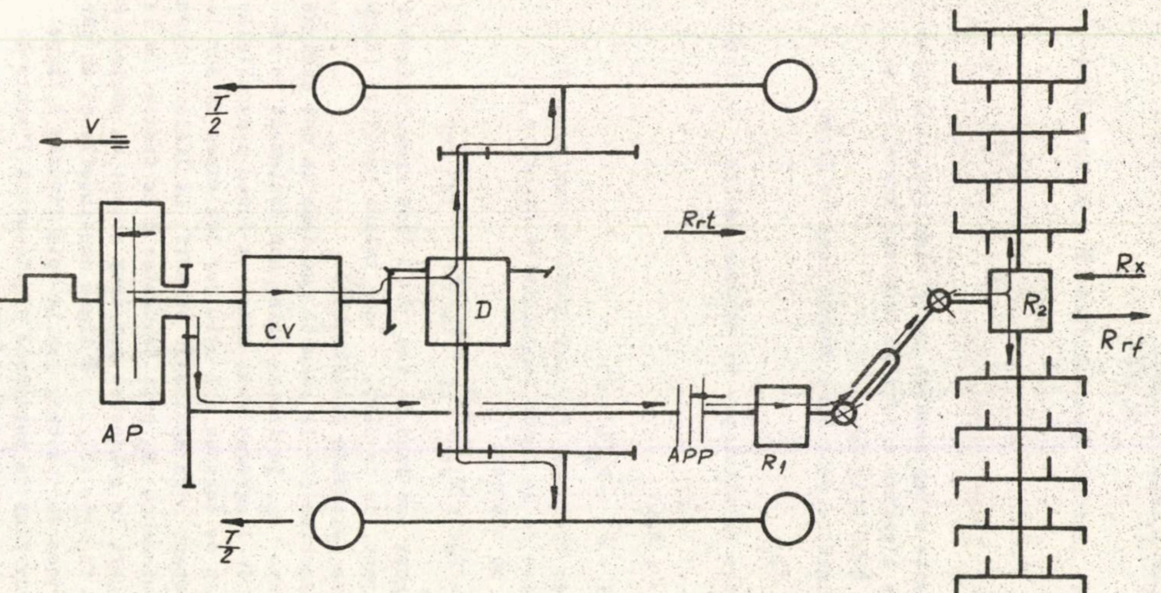


Fig.1. Le schéma des flux de puissance de l'agregat tracteur-fraise agricole quand la force tangentialle T est une force active. AP - embrayage principal; CV - boîte de vitesses; D - différentiel; APP - embrayage de la prise de force; R_1 - réducteur de la prise de force; R_2 - reducteur de la fraise agricole.

$$P_{e1} = \frac{(R_{rt} + R_{rf} - R_x)\cdot v}{\eta_t(1-\delta)} + \frac{P_{teh}}{\eta_p \eta_f} . \qquad (5)$$

2. Dans ce cas, la force tangentielle $T = 0$. Par conséquent, $P_m = 0$, et

$$P_{e2} = \frac{P_{teh}}{\eta_p \cdot \eta_f} . \qquad (6)$$

3. Ce cas présente d'importantes parti ularités, conditionnées par le fait que l'essieu moteur du tracteur travaille en régime de frainage: $T < 0$ (fig.2).

Le bilan de puissance peut être dressé sous la forme:

$$R_x = T + R_{rt} + R_{rf} . \qquad (7)$$

Multipliant cette relation par la vitesse réelle du tracteur, on obtient:

$$R_x \cdot v = Tv + R_{rt} \cdot v + R_{rf} v$$

et aussi $Tv = Tv_t(1 - \delta) = P_F(1 - \delta)$.

La puissance de frainage P_F est produite aux roues du tracteur sous l'action de la force tangentielle négative T.

En remplaçant on obtient:

$$P_i = P_F - P_F \delta + P_{rt} + P_{rf} = P_m + P_\delta + P_{rt} + P_{rf} . \qquad (8)$$

On doit souligner que dans ce cas $\delta < 0$ (les roues glissent) la puissance P_δ ayant, de ce fait, une valeur positive (dans le bilan elle est une puissance résistante).

Du bilan de traction (7) il résulte que dans le cas analysé, par sa force de pousse R_x, la fraise vainc non seulement la résistance au roulage de l'agrégat mais aussi la force tangentielle négative T. Le moment de torsion qui agit sur les roues et sur la transmission du tracteur sera également négatif. La liaison cinématique fait que la puissance P_F soit transmise à la fraise. De la sorte, la fraise reçoit la puissance par deux voies: en partant du moteur, par la voie figurée (fig.2) à ligne continuelle et en partant des roues motrices du tracteur par la voie figurée à ligne interrompue. Ces deux flux de puissance s'unissent à l'arbre de l'embrayage et se transmettent à la fraise.

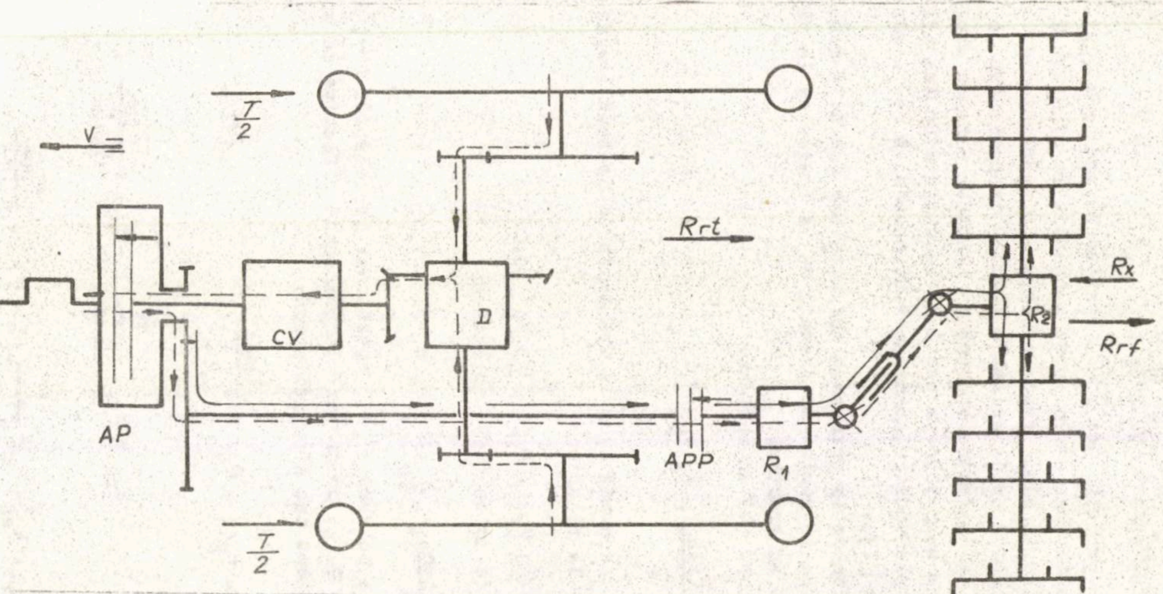


Fig.2. Le schéma des flux de puissance de l'agregat tracteur-fraise agricole quand la force tangentielle $T < 0$ (l'essieu moteur du tracteur travaille en régime de freinage). AP - embrayage principal; CV - boîte de vitesses, D - differentiel; APP - embrayage de la prise de force; R_1 - réducteur de la prise de force; R_2- réducteur de la fraise agricole.

A la suite on peut écrire:

$$P_i + P_{teh} = P_{e3} \cdot \eta_p \cdot \eta_f + P_F \cdot \eta_t \cdot \eta_p \cdot \eta_f \, . \qquad (9)$$

La puissance produite aux roues arrière du tracteur (qui glissent) sous l'influence de la force tangentielle négative T circule daus un circuit clos: roues arrière - transmission du tracteur - transmission de la prise de force - transmission de la fraise - corps de la fraise - corps du tracteur - roues arriere. Cette puissance ne participe pas à l'execution d'un travail mécanique util supplémentaire, étant souvent nommée, à cette cause, puissance parasite [1] .

La circulation de la puissance parasite est due à la manque de corrélation entre le régime de travail de la fraise et la vitesse de déplacement du tracteur.

De la relation (9) on obtient:

$$P_{e3} = \frac{P_i + P_{teh}}{\eta_p \cdot \eta_r} - P_F \cdot \eta_t \, . \qquad (10)$$

La puissance consommée dans la transmission de tout l'agrégat est donnée par la relation:

$$P_{tr} = P_{e3}(1 - \eta_p \cdot \eta_f) + P_F(1 - \eta_t \cdot \eta_p \cdot \eta_f).$$

Utilisant la relation (10), on obtient:

$$P_{tr} = \frac{P_i + P_{teh}}{\eta_p \cdot \eta_f}(1 - \eta_p \cdot \eta_f) + P_F (1 - \eta_t). \qquad (11)$$

Ajoutant à la puissance P_i, donnée par la relation (8), les puissances P_{tr} et P_{teh}, on obtient la puissance effective du moteur pour le troisième cas d'exploitation:

$$P_{e3} = \frac{P_i}{\eta_p \cdot \eta_f} + P_F(1 - \eta_t) + \frac{P_{teh}}{\eta_p \eta_f} \, . \qquad (12)$$

ou

$$P_{e3} = \frac{R_x v}{\eta_p \eta_f} + (R_x - R_{rt} - R_{rf}) \frac{v}{1-\delta}(1 - \eta_t) + \frac{P_{teh}}{\eta_p \cdot \eta_r} =$$

$$= \frac{R_x v}{\eta_p \cdot \eta_f} - (R_{rt} + R_{rf} - R_x) \frac{v}{1-\delta}(1 - \eta_t) + \frac{P_{teh}}{\eta_p \eta_r} \, . \qquad (13)$$

Comparant les relations (5) et (6) il en résulte que $P_{e2} < P_{e1}$. Ça s'explique par ce que toute la puissance du moteur est transmise à la fraise par la prise de force. Des pertes de puissance se produisent seulement dans la chaine cinématique moteur-fraise.

Afin de pouvoir comparer la puissance consommée dans tous les cas d'exploitation, on soustrait la relation (5) de la relation (13):

$$P_{e3} - P_{e1} = \frac{R_x . v}{\eta_p . \eta_f} - \left[(R_{rt} + R_{rf} - R_x) \frac{v}{1-\delta} \right] (1 - \eta_t + \frac{1}{\eta_t}).$$

Dans le premier cas: $R_{rt} + R_{rf} > R_x$; $0 < \delta < 1$, il résulte que

$$P_{e3} - P_{e1} < \frac{R_x . v}{\eta_p . \eta_t} = P_{e2} \; .$$

Dans le troisième cas: $R_{rt} + R_{rf} < R_x$; $-1 < \delta < 0$, il résulte que

$$P_{e3} - P_{e1} > \frac{R_x . v}{\eta_p . \eta_f} = P_{e2} \; .$$

Par consequent, la plus grande consommation de puissance se produit dans le troisième cas, étant due à l'apparition du phénomène de la circulation de la puissance parasite. Les pertes de puissance sont d'autant plus grandes aux tracteurs 4x4 à cause d'un circuit supplémentaire de puissance parasite entre la fraise et l'essieu avant du tracteur.

Conclusions

L'analyse effectuée montre que le meilleur régim d'exploitation s'obtient quand la force de pousse R_x est à peu près égale aux résistances au roulage de l'agrégat. Pour obtenir ce régime de travail on doit assurer la juste corrélation entre la largeur de travail de l'agrégat, le régime de travail de la fraise et la vitesse de déplacement du tracteur.

Les tracteurs 4x4, ayant couplés les deux essieux moteurs, ne sont pas recomandables pour former agrégat avec la fraise agricole.

Bibliographie

[1] NASTASOIU,S.,ş.a. Tractoare, Editurą Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983.

[2] SINEOKOV,G.N. Proiektirovanie pocivoobrabotivaiuscih maşin. Maşinostroienie, Moskva, 1965.

NASTASOIU, S., TODOR, I.

CONSIDERATII TEORETICE ASUPRA BILANTULUI DE PUTERE AL AGREGATULUI FORMAT DIN TRACTOR SI FREZA AGRICOLA

Rezumat

In lucrare se analizează bilanţul de putere al agregatelor agricole formate din tractor şi freză în diferite condiţii de exploatare. Se pune în evidenţă fenomenul de circulaţie a puterii parazite care apare la valori mari ale forţei de împingere (cînd forţa de împingere din partea frezei depăşeşte rezistenţa la rulare a întregului agregat).

Din analiza efectuată reiese că la formarea acestor agregate trebuie corelate, lăţimea de lucru a frezei cu regimul de lucru al acesteia şi cu viteza de deplasare a tractorului şi nu se recomandă utilizarea tractoarelor 4x4, cu ambele punţi cuplate.

CONSIDERATIONS THEORIQUES SUR LE BILAN DE PUISSANCE DE L'AGREGAT FORME PAR LE TRACTEUR ET LA FRAISE AGRICOLE

Résumé

Dans l'euvrage on analyse le bilan de puissance des agregats, formés du tracteur et de la fraise agricole en différentes conditions d'exploitation. On met en évidence le phénomène de la circulation de la puissance parasite qui se manifeste quand la force de poussе atteint de grands valeurs (en dépassant la résistance au roulage de l'agrégat).

De l'analyse il ressort qu'en formant ces agrégats, on doit mettre en correlation la largeur de travail de la fraise, le nombre de tours de son rotor et la vitesse de déplacement du tracteur; on ne recomande pas d'utiliser les tracteurs 4x4, les deux ponts couplés.

POSSIBILITÉS DE REDUCTION DE LA CONSOMMATION D'ÉNERGIE ELECTRIQUE A L'UTILISATION DE L'INSTALLATION À MOUDRE DI - 55

Dr.ing. T.Ghinea, maître assistant;
Dr.ing. Gh. Brătucu, maître assistant
Université de Brasov;
Ing. V.Flucuş, I.A.S. Rîsnov .

L'installation à moudre les fourrages fibreux DI-55 est un important consommateur d'énergie électrique, autant par son moulin à marteaux que par l'installation de transport pneumatique dont elle est prevue.

Dans l'actuelle construction, le moulin à marteaux est mis en mouvement par un moteur électrique de 55 kW ou 75 kW. Le transport pneumatique est réalisé dans un système indirect, par aspiration, muni d'un ventilateur au debit de 12000 m^3/h dont le moteur électrique a 22 kW, d'un cyclone equipé d'une écluse rotative dont le moteur électrique a 3 kW et d'un cyclone dépoussiéreux.

Le transport pneumatique est la partie de l'installation DI-55 qui, à la suite de certaines modifications, peut conduire à des èconomies d'énergie électrique. Les modifications visent principalement la transformation du système de transport indirect dans un système de transport direct, refoulant.

En cette situation le ventilateur 1 (fig.1) est raccordé entre l'évacuation du moulin et le cyclone 2 qui sépare le produit de l'air et qui ne doit plus être prévu d'écluse. Le cyclone dépoussiéreux peut être remplacé par un filtre de toile, en forme de sac, 3.

Il est évident que ces modifications conduisent aussi à la réduction de la consommation de métal.

Pour évaluer la réduction du pouvoir installé, on a effectué et on présente en ses principaux éléments, le calcul de l'instal-

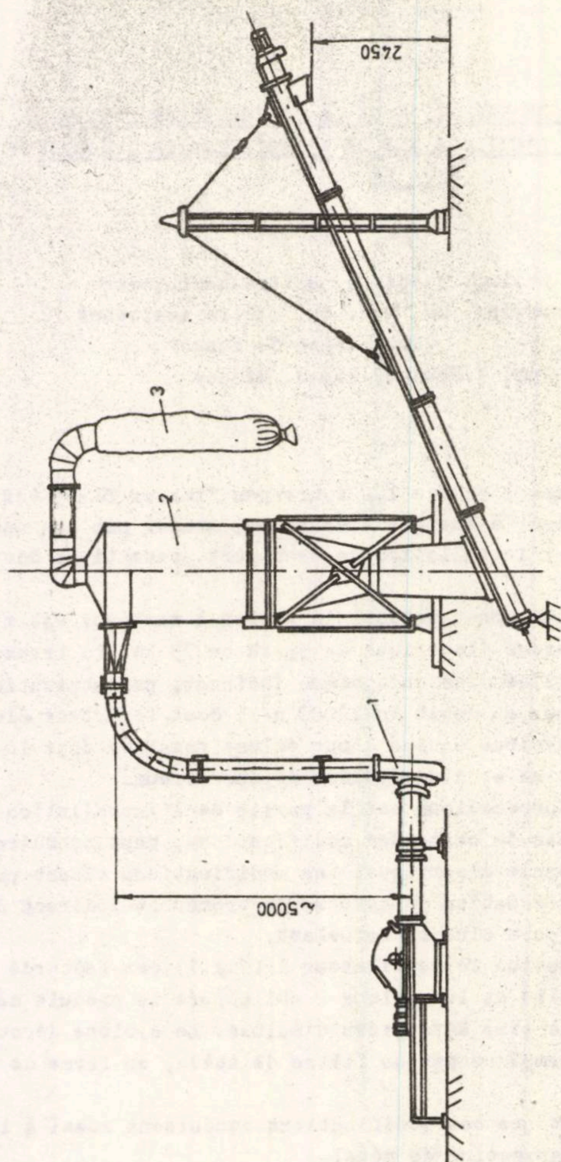


Fig.1. Schéma de l'installation DI-55 modifiée.

lation de transport pneumatique modifiée.

a. Calcul du débit d'air

Une particulière importance pour la détermination du débit d'air s'attache à la concentration μ du mélange produit-air, deffinie par le rapport entre le débit Q_m du matériel transporté et le débit Q_a de l'air qui assure le transport:

$$\mu = \frac{Q_m}{Q_a} .$$

Pour les installations refoulantes de basse pression, on recommande μ = 0,2 - 0,3 [1] .

Adoptant μ = 0,2 et considérant le débit de matériel de l'installation DI - 55 Q_m = 1500 kg/h, on obtient le debit d'air Q_a = 7500 kg/h ou, en volume, Q_{av} = 6048 m^3/h.

Pour assurer ce débit d'air on peut utiliser un ventilateur au débit de 6300 m^3/h, fabriqué par l'Entreprise de ventilateurs de Bucarest.

2. Calcul de la vitesse du courrant d'air

Si le ventilateur choisi refoule dans une conduite au diamètre d = 0,3 m, il en resulte une vitesse v_a du courrent d'air:

$$v_a = \frac{4\ Q_{av}}{\pi d^2} = \frac{4.1,75}{3,14.0,32} = 24,77\ [m/s] .$$

Considérée par analogie avec d'autres produits [1] , la vitesse de flottage pour la mouture de foin produite par l'installation s'évalue à $v_p \approx 9$ m/s.

Du rapport v_a/v_p il résulte la valeur 2,75 qui dénote un grand rapprochement des limites recommandées.

c. Calcul de la pression totale

La pression totale H_{tot} que le ventilateur doit fournir est donnée par l'addition:

$$H_{tot} = H_d + H_v + H_f + H_i \quad [N/m^2] ,$$

òu: H_d est la pression dynamique nécessaire pour imprimer au matériel transporté une vitesse v_m, en N/m^2; H_v - la perte de pression due à la levée du matériel sur la verticale, en N/m^2; H_f - la perte de pression due au frottement de l'air et des particules du matériel aux parrois de la conduite, en N/m^2; H_i - les pertes de pression duer aux différentes résistances locales, en N/m^2.

La pression dynamique H_d est donnée par la relation:

$$H_d = \frac{\rho_a \, v_a^2}{2}\left[1 + \mu\left(\frac{v_m}{v_a}\right)^2\right] \quad [N/m^2] \ .$$

Considérant $\rho_a = 1,24$ kg/m^3 et adoptant $v_m/v_a = 0,8$ on obtient $H_d = 441,27$ N/m^2.

Pour calculer la perte de pression H_v on emploie la relation:

$$H_v = \rho_a \cdot g \,(1 + \mu) h \quad [N/m^2] \ ,$$

où: g est l'accélération de la gravitation, en m/s^2; h - la difference de niveau entre le commencement et la fin du transport pneumatique, en m (à l'installation DI-55 modifiée, il s'agît de la différence de niveau entre l'axe du ventilateur et l'axe de la bouche d'entrée dans le cyclone, c'est-à-dire ~ 5 m).

En remplaçant dans la relation il résulte $H_v = 73$ N/m^2.

La perte de pression H_f se calcule avec l'expression:

$$H_f = \lambda_{am} \frac{\rho_a (1 + \mu) \, v_a^2}{2} \cdot \frac{1}{d} \quad [N/m^2] \ ,$$

où: λ_{am} est le coefficient de résistance hydrostatique au déplacement du mélange dans la conduite; l et d - la longueur et le diamètre de la conduite de transport, en m.

Le coefficient λ_{am} est donné par la relation:

$$\lambda_{am} = (1,2 - 1,5)\lambda_a ,$$

où λ_a est le coefficient de résistance hydraulique au déplacement de l'air dans la conduite, donné par la relation de Bless:

$$\lambda_a = 0,0124 + \frac{0,0011}{d} \ .$$

Pour le diamètre de 0,3 m de la conduite il résulte $\lambda_a = 0,016$ et $\lambda_{am} = 0,021$.

Étant donné que la longueur de la conduite de transport à l'installation DI-55 modifiée est $l \approx 7,2$ m, il résulte $H_f = 230$ N/m^2.

Les pertes de pression par résistances locales concernent:

- La perte de pression dans le coude précédant l'entrée dans le cyclone, donée par la relation:

$$H_c = \varepsilon_c \frac{\rho_a \, v_a^2}{2} \quad [N/m^2] \ ,$$

où ε_c est le coefficient de résistance locale ayant la valeur 0,16 [1] .

En remplaçant il résulte $H_c = 60,86$ N/m^2.

- La perte de pression à l'entrée du cyclone, pour laquelle on adopte la valeur $H_{cic} = 93$ N/m^2 [2] .

- La perte de pression dans le filtre à sac, pour laquelle on adopte la valeur $H_{sac} = 1200$ N/m^2 [2] .

Additionnant toutes les pertes de pression calculées ou adoptées on obtient $H_{tot} = 2098,13$ N/m^2.

La valeur établie pour la pression totale montre que de la série de ventilateurs au débit de 6300 m^3/h fabriqués par l'Entreprise de ventilateurs de Bucarest, on peut utiliser le ventilateur dont le symbole est 59 E, qui,à 1610 tours/min,assure une pression de 2200 N/m^2, etant mis en mouvement par un moteur électrique de 10 kW à 1500 tours/min.

d. Pouvoir effectivement consommé par le ventilateur

On établi le pouvoir effectivement consommé avec la relation:

$$P = \frac{Q_{av} \cdot H_{tot}}{1000 \cdot \eta_v \cdot \eta_{tr}} \quad [kW] ,$$

où: η_v est le rendement du ventilateur (qu'on adopte de 0,5);

η_{tr} - le rendement de la transmission entre le moteur et le ventilateur ($\eta_{tr} = 0,8$).

En remplaçant on obtient $P = 9,18$ kW.

Conclusions

Par rapport à l'actuelle construction de l'installation DI-55, la variante modifiée ne nécessite pour le transport pneumatique que 10 kW à laplace de 22 kW; évitant aussi l'écluse rotative on économise encore 3 kW. Il en résulte que le pouvoir installé de la variante modifié est amoindri de 15 kW par comparaison à la construction actuelle de l'installation.

Bibliographie

[1] CAPROIU,M. et collab. Maşini şi instalaţii zootehnice. Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982.

[2] DASCALESCU,A. Le séchage et ses applications industrielles. Ed. Dunod, Paris, 1969.

GHINEA,T., BRATUCU,Gh., FLUCUS,V.

POSIBILITATI DE REDUCERE A CONSUMULUI DE ENERGIE ELECTRICA LA UTILIZAREA INSTALATIEI DE MACINAT DI-55

Rezumat

In lucrare se prezintă o variantă de transformare a instalației DI-55 folosită pentru măcinarea furajelor, astfel încît să se reducă energia electrică necesară realizării transportului pneumatic al măsinișului. Transformarea constă, în principal, în înlocuirea sistemului de transport pneumatic cu aspirație printr-un sistem cu refulare.

POSSIBILITES DE REDUCTION DE LA CONSOMMATION D'ENERGIE ELECTRIQUE A L'UTILISATION DE L'INSTALATION A MOUDRE DI-55

Résumé

L'ouvrage présente une variante de transformation de l'instalation à moudre les fourrages fibreux DI-55, pour la réduction de l'énergie électrique utilisée par l'instalation de transport pneumatique. Les modifications visent principalement la transformation du système de transport indirect dans un système de transport direct, refoulant.

BEITRÄGE BETREFFEND DIE ZERSPANUNGSDYNAMIK DER ZYLINDRISCHEN GEWINDE MIT SELBSTGESTEUERTEN WERKZEUGEN

Lektor, Dipl.Ing. D.M. Roşca, Universität Braşov

Zu den vielen Methoden zur Reduzierung des Energieverbrauchs beim Gewindeschneiden durch Zerspanen, gehört auch der optimale Entwurf der betreffenden spanabhebenden Werkzeuge. Dieses betrifft in erster Linie die Bestimmung der optimalen Werte der geometrischen Parameter der aktiven Seite, auf Grund des minimalen energetischen Kriteriums. In diesem Zusammenhang entsteht die Notwendigkeit der Kenntnis der Objektiv-Energie-Funktion im Verhältnis zu den Arbeitsgrössen die sie beeinflussen.

Gemäss der Definitionsbeziehung, wird die Energie oder die mechanische Arbeit folgendermassen ausgedrückt:

$$L_{aş}=P_{aş}\cdot t_{aş} = 1{,}666\cdot 10^{-8}\, M_{aş}\cdot n\cdot t_{aş}\ [\mathrm{KWh}] \qquad (1)$$

wobei: $P_{aş}$ die Zerspanungsleistung, [kW]

$t_{aş}$ die effektive Zerspanungszeit, [Min]

$M_{aş}$ der Zerspanungsmoment, [daN.mm]

n die Drehzahl des Werkstücks oder des gewindeschneidenden Werkzeugs in der Zeiteinheit darstellt, rot/min.

Für die Erreichung des oben bekanntgemachten Ziels, ist es also notwendig den Faktor $M_{aş}$ (Zerspanungsmoment) ausführlich zu beschreiben. Wenn man die Zerspanung der zylindrischen Gewinde mit selbstgesteuerten Werkzeugen in Betracht zieht und einige Werke der Fachliteratur analysiert [1, 2, 3, 6] , so folgt, dass diese mechanische Grösse in mehreren Arten ausgedrückt werden kann. Einige von diesen [2, 6] sind streng spezialisiert, betreffend die standardisierten, spanabhebenden Werkzeuge und so erlauben sie nur annähernde Schätzungen der Werte des Zerspanungsmomentes welcher bei den Bearbeitungen auftritt, die durch verschiedene Zerspanungsbedingungen charakterisiert sind - geometrische Parameter des aktiven Teils des Werkzeugs, die Länge des Gewindeabschnitts usw. In anderen Werken [1, 3] treten Behandlungsfehler des betreffenden Problems auf, welche auch zu Rechnungsungenauigkeiten

führen. Die vorliegende Arbeit schlägt eine Methodik vor, die sich auf das Studium des Zerspanungsschemas stützt, das der Bearbeitung der zylindrischen Gewinde mit selbsgesteuerten Werkzeugen zugehört. Aus Abb. 1 ist zu bemerken, dass die Leere, bzw. die Fläche

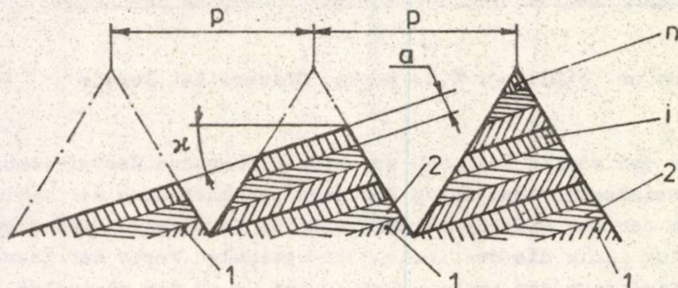


Abb. 1

des axialen Profils des Gewindes im Abstand von einer Teilung nacheinander gebildet wird, und dass sie wie eine Summe von Schichten (1, 2, ..., i, ..., n) erscheint, die nach einer Richtung gelenkt sind, die mit dem Angriffswinkel $\varkappa$ geneigt ist. Unter diesen Bedingungen ist der totale theoretische Zerspanungsmoment folgender:

$$M_t = \sum_{i=1}^{n} M_{ai} = M_{a_1} + M_{a_2} + \dots + M_{ai} + \dots + M_{a_n}, \tag{2}$$

wobei: M_{a1} - der theoretische Zerspanungsmoment der für die Abtrennung der Schichte nötig ist,

M_{a2} - der theoretische Zerspanungsmoment der für die Abtrennung der Schichte 2 nötig ist,

M_{ai} - der theoretische Zerspanungsmoment der für die Abtrennung der Schichte i nötig ist, usw.

Wenn man animmt, dass für die Entnahme einer Materialschicht i, eine Kraft F_{zi} nötig ist, folgt:

$$M_{a_i} = y_i \cdot F_{zi} \qquad \text{bzw.} \qquad M_{ai} = y_i\, A_i\, k_{sai} \, . \tag{3}$$

In diesen Ausdrücken bezeichnet y_i die Distanz zwischen dem Angriffspunkt der Kraft F_{zi} und der Symmetrieachse der Gewindefläche, und A_i bezeichnet die Grösse der Fläche der Schichte i.

Für die Vereinfachung der Berechnungen nimmt man an, dass die spezifische Zerspanungskraft folgende ist:

$$k_{sa_1} = k_{sa_2} = \dots = k_{sa_i} = \dots = k_{sa_n} = k_{sa} = ct. \tag{4}$$

Folglich ändert sich die Gleichung (2) folgendermassen:

$$M_t = k_{sa} \sum_{i=1}^{n} y_i \cdot A_i , \tag{5}$$

wobei der Faktor $\sum_{i=1}^{n} y_i \cdot A_i$ Die Bedeutung eines statischen Moments in der Form

$$\sum_{i=1}^{n} y_i \cdot A_i = y_G \cdot A , \tag{6}$$

hat und y_G die Distanz zwischen dem Schwerpunkt der Fläche A bis zur Symmetrieachse der Gewindefläche darstellt. Was die Grösse A betrifft, so werden folgende Bestimmungen gemacht:

a) wenn die Länge des aktiven Teils des Angriffskegels l_{con} kleiner ist als die Länge des Gewindeabschnitts des Werkstücks, l_p, so stellt die Fläche A den Flächeninhalt der Gewindeleere in axialem Schnitt dar;

b) wenn $l_{con} > l_p$, so wird die Grösse A gleich sein mit der gesamten, maximalen Fläche - die sich aus dem Zerspanungsschema ergibt - die vom Werkzeug während der Verarbeitung erhoben worden ist.

Wenn man die Gleichung (6) in Betracht zieht, so folgt:

$$M_t = k_{sa} \cdot y_G \cdot A , \tag{7}$$

oder in einer anderen Form:

$$M_t = k_{s1.1} \cdot a^{-\varepsilon} \cdot y_G \cdot A , \tag{8}$$

wobei $K_{s1.1}$ und der Exponent ε Grössen sind, die aus der Zerspanungstheorie der Metalle bekannt sind.

Die Dicke a des entfernten Spans berechnet man [5] gemäss des Werkzeugtyps und zwar:

- für einzahnige oder Einkamm-Werkzeuge (z = 1):

$$a = p \cdot \sin \varkappa , \tag{9}$$

- für Werkzeuge mit mehreren Zähnen oder Kämmen:

$$a = p/z \cdot \sin \varkappa \cdot \tag{10}$$

Die anderen Faktoren aus der Gleichung (8) und zwar y_G und A berechnet abhängig von der Form und Dimension des axialen Profils des Gewindes, sowie auch abhängig von den Bestimmungen a) und b), die vorhergehend erwähnt wurden.

Als Beispiel betrachtet man den Fall der Bearbeitung eines metrischen Gewindes, mit einem z-zahnigen Zerspanungswerkzeug, bei welchem $l_{con} < l_p$. Aus Abb. 2 folgt, dass die leere Fläche

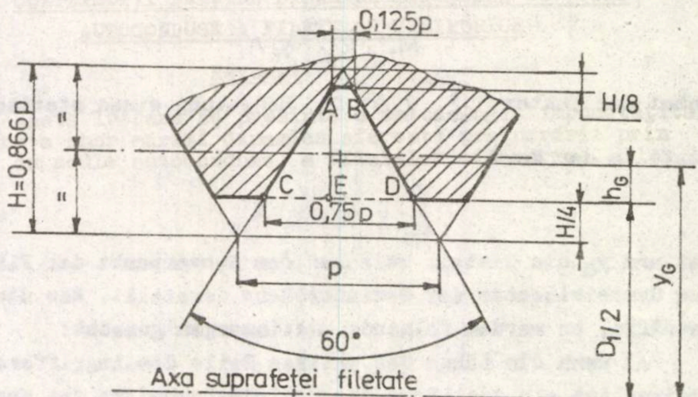


Abb. 2

ABCD, die wir durch Zerspanen ausführen wollen, folgende ist:

$$A = \frac{(0{,}75p + 0{,}125p) \cdot 0{,}55p}{2} \cong 0{,}24p. \qquad (11)$$

Wenn man annimmt, dass im axialen Schnitt die Gewindeleere die Form eines gleichschenkligen Trapezes hat, folgt:

$$h_G = \frac{0{,}55p(2 \cdot 0{,}75p + 0{,}125p)}{3(0{,}75p + 0{,}55p)} = 0{,}229p \cong 0{,}23p. \qquad (12)$$

Aus Abb. 2 folgt:

$$y_G = h_G + 0{,}5D_1 = 0{,}23p + 0{,}5D_1, \qquad (13)$$

wobei D_1 der innere Durchmesser des Schraubenmuttergewindes ist. Wenn man die Gleichungen (1o), (11) und (13) in die Gleichung (8) einsetzt, erhält man:

$$M_t = k_{s_{1.1}} \cdot (p/z \cdot \sin\varkappa)^{-\varepsilon} \cdot (0{,}23p + 0{,}5D_1) \cdot 0{,}24p^2 \qquad (14)$$

oder unter einer anderen Form:

$$M_t = 0{,}12\, k_{s_{1.1}} \cdot p^{\alpha} \cdot z^{\varepsilon}(D_1 + 0{,}46p)(\sin\varkappa)^{-\varepsilon} \quad [daN \cdot mm], \qquad (15)$$

wobei der Exponent $\alpha = 2 - \varepsilon$.

Der totale theoretische Zerspanungsmoment der bei der oben genannten Bearbeitung auftritt, kann auch abhängig vom maximalen Durchmesser D des Gewindes berechnet werden und zwar mit folgender Gleichung:

$$M_t = 0{,}12\, k_{s_{1,1}} \cdot p^{\alpha} \cdot z^{\varepsilon} (D - 0{,}86p)(\sin \varkappa)^{-\varepsilon} \quad [\mathrm{daN\,mm}]. \qquad (16)$$

Für die Berechnung eines Wertes des Zerspanungsmoments der dem wirklichen Wert so nahe wie möglich kommt, ist es notwendig die Gleichungen (15) und (16) mit einer Reihe von Berichtigungskoeffizienten zu komplettieren, deren Werte in Abhängigkeit von den konkreten Arbeitsbedingungen [4] festgesetzt werden. Den grössten Anteil hat der Koeffizient, der sich auf den Abnutzungsgrad des Werkzeugs bezieht, $K_u = (1{,}25 \div 1{,}45)$. Gleichzeitig wird durch den Koeffizienten K_d in Betracht gezogen, ob auf dem kalibrierten Abschnitt des Werkzeugs die Zähne hinterarbeitet sind. Dieser Koeffizient hat folgende Werte:

- für hinterarbeitende Werkzeuge, $K_d = 1{,}0$
- für nicht hinterarbeitende Werkzeuge, $K_d = 1{,}15$.

Die Wahrhaftigkeit der in dieser Arbeit festgelegten Berechnungsgleichungen wurde durch zahlreiche und verschiedene experimentelle Versuche geprüft, die im Spezialfach-Laboratorium des Lehrstuhls für Maschinenbau der Universität Braşov durchgeführt wurden.

BIBLIOGRAFIE

[1] LAZARESCU, I., Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Editura tehnică, Bucureşti, 1964.

[2] PICOS, C. ş.a. Calculul adaosurilor de prelucrare şi al regimurilor de aşchiere. Editura tehnică, Bucureşti, 1974.

[3] POPESCU, I., ELIEZER, S. Filetarea. Editura Scrisul Românesc, Craiova, 1973.

[4] ROSCA, D.M. ş.a. Contribuţii privind determinarea momentului de torsiune la tarodare. Simpozionul „Tehnologii actuale şi de perspectivă", Braşov, 1984.

[5] SAUAER, L., Scule pentru filetare. Editura tehnică, Bucureşti, 1962.

[6] TÂRU, E., CAPATINA, N., Proiectarea sculełor aşchietoare - Îndrumar. Galaţi, 1982.

ROSCA, D.M.

CONTRIBUTII PRIVIND DINAMICA ASCHIERII CU SCULE AUTOCONDUSE A FILETELOR CILINDRICE

Rezumat

In această lucrare se prezintă o metodologie îmbunătățită de evaluare a unor mărimi dinamice aferente prelucrării prin așchiere, cu scule autoconduse, a filetelor cilindrice.

BEITRÄGE BETREFFEND DIE ZERSPANUNGSDYNAMIK DER ZYLINDRISCHEN GEWINDE MIT SELBSTGESTEUERTEN WERKZEUGEN

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird eine verbesserte Methodologie zur Schätzung einiger dynamischer Grössen dargestellt, die die Zerspanungsbearbeitung der zylindrischen Gewinde, mit selbstgesteuerten Werkzeugen betreffen.

DER HYDRAULISCHE ANTRIEB EINER ENTGRATMASCHINE FÜR ELOYDVERZAHNUNGSZAHNRÄDER

Dr.ing. M. Ivan, Dozent an der Universität Braşov;
Ing. G. Dobrea, Assistent an der Universität Braşov.

1. Einleitung

Das Entgraten der Eloydverzahnungszahn - und Kleinzahnkegelräder wird zur Zeit durch manuelle oder mechanische Verfahren durchgeführt, die aber den Erfordernissen der Quallitäts - und Produktivitätserhöhung nicht gerecht werden können. Wenn die Komplexe Umrisslinie der Eloydverzahnungskanten gegeben ist, ist es sehr schwierig eine solche Vorrichtung zu realisieren, die die Zahnkante gleichmässig verfolgen kann. Die aktuellen Vorrichtungen erlauben nicht ein gleichmässiges Abgraten und an manchen Seiten ist das Abgraten sogar unmöglich. Ein solcher Arbeitsvorgang verbraucht Schneidwerkzeuge, oftmals importierte Schleifscheiben, bildet eine grosse Staubmenge, Span und glühende Metallteilchen, welche die Arbeitsbedingungen verschlechtern und die Arbeitsdauer steigern. Das thermische Entgraten ist nicht anwendbar weil grosse Kantabrundungshalbdurchmesser erforderlich sind.

Das Entgratverfahren auf Grund von elektrochemischer Erosion beseitigt die oben genannten Nachteile und sichert eine hohe wirtschaftiche Effektivität.

2. Bestimmung der Entgratungsparameter der Eloydverzahnungszahnräder

Die Bestimmung der elektrochemischen Hauptkenngrössen des Stahles 17CrNiMo6 wurde mit Hilfe einer komplexen elektrochemischen Erosionanlage sowie auch einer speziellen Forschungs - vorrichtung durchgeführt.

Das effektive aufgelöste Werkstoffvolumen V_{ef} ist von der Vorschubsgeschwindigkeit v_A und von der Stromdichte J abhängig [1] :

$$V_{ef} = \frac{v_A - B}{J} . \qquad (1)$$

Experimentell wurden für eine 2o % Lösung $NaNO_3$ bei 30°C

folgenden Werte erhalten: $V_{ef} = 2{,}23\,mm^3/A.min.$ und $B = 0{,}3\,mm/min.$

Die Polarisationsspannung U_{pol} und den Passivierungspannungsabfall U_p bestimmt man experimentell, wobei deren Gesamtbetrag für die gegebenen Arbeitsbedingungen $U = U_{pol} + U_p = 3{,}5\,V.$ ist.

Die Stirnspaltengrösse s_{90} ist von dem Elektrolytlösungspannungsabfall U_E und von der Stromdichte abhängig [2] :

$$s_{90} = \frac{U_E\,\varkappa}{J} , \qquad (2)$$

wo $\varkappa$ die Lösungsleitfähigkeit ist.

Diese Abhängigkeit wurde ebenfalls experimentell nachgeprüft.

Die Anfangsspalte S_i wird bestimmt, indem der Tatsache Rechnung getragen wird, dass vor der Abgratung eine mechaniche Entfernung der an den Kanten der Ausgangsseite des Verzahnungswerkzeugs haftenden Späne vorgenommen wird, als auch dass das Einlegen und Herausnehmen des Zahnrads in der Entgratvorrichtung leicht geschehen sollte. Also (Abb.1) wenn die Werkzeugselektroden o,4 mm von der Radstirnoberfläche entfernt sind und wenn man deren Arbeitsgrösse in Radialrichtung mit o,4 mm vergrössert, erhält man gegenüber der Radzähne einen Anfangsspalt s_i =o,56 mm.

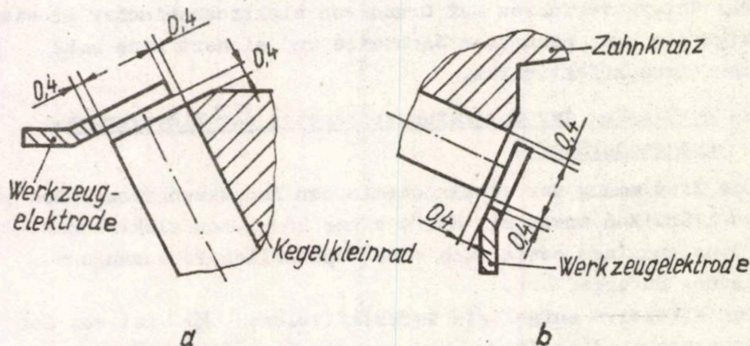


Abb.1

Um das Entgraten zu ermöglichen und um einen Rundungshalbdurchmesser des Zahnes von minimum o,5 mm einerseits und 2,5 mm

anderseits erhalten zu können, muss die Schlussspalte s_f mindestens 1 mm betragen (Abb.2).

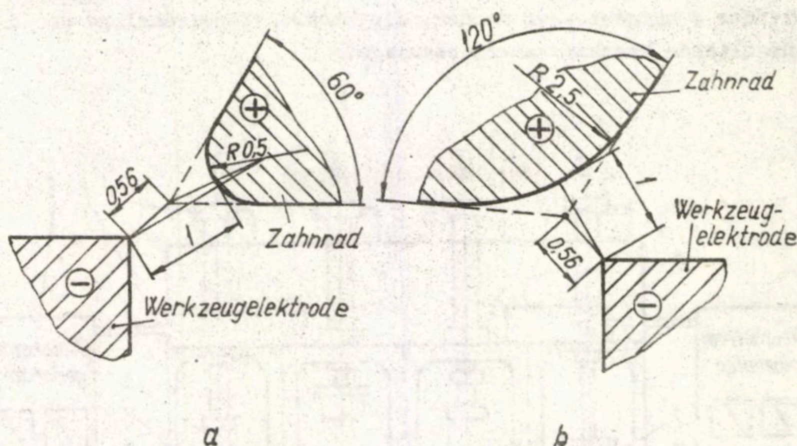


Abb.2

Die Entgratungsdauer bei gegebenen elektrochemischen Hauptkenngrössen sowie auch die Anfangs - und Schlussarbeitsspalte bestimmt man durch die Beziehung:

$$t = \frac{1}{B^2}\left[V_{ef}.U_E.\varkappa.\ln\frac{V_{ef}.U_E.\varkappa - B.s_i}{V_{ef}.U_E.\varkappa + B.s_f} - B(s_f - s_i)\right]. \qquad (3)$$

Für die erwähnten Parameterwerte ergibt sich t = 1,28 min. Die anderen Arbeitsparameter sind von den geometrischen Werkstückkenngrössen abhängig. So haben der absorbierte Strom I [A] und die Elektrolytdurchflussmenge Q [l/min] grosse Werte bei der Zahnkranzbearbeitung und geringe Werte bei der Kegelkleinzahnbearbeitung.

3. Konstruktion der elektrochemischen Entgratmaschine

In Anbetracht der grossen Baureihe der Eloydverzahnungszahnräder, ist es erwünscht je eine Entgratvorrichtung für jeden Einzelteil zu entwerfen, die aber, um die Herstellung zu erleichtern, um so mehr Gemeinbestandteile einschliessen sollte. Damit der Entgratarbeitsvorgang günstig verläuft, wurde eine vierarbeitsstellige Entgratmaschine entworfen, die zwei Einzelteile

gleichzeitig bearbeitet (ein Kleinzahnrad und einen Zahnkranz).

Die Maschine (Abb. 3) besteht aus dem Gestell 1, den vier Arbeitsvorrichtungen, zwei für die Zahnkränze 2 und zwei für die Kleinzahnräder 3, die zueinander durch die hidraulischen Zylinder 4 aufgestossen werden, die Elekrolytspeiseanlage und die hydraulische Maschinenantriebsanlage.

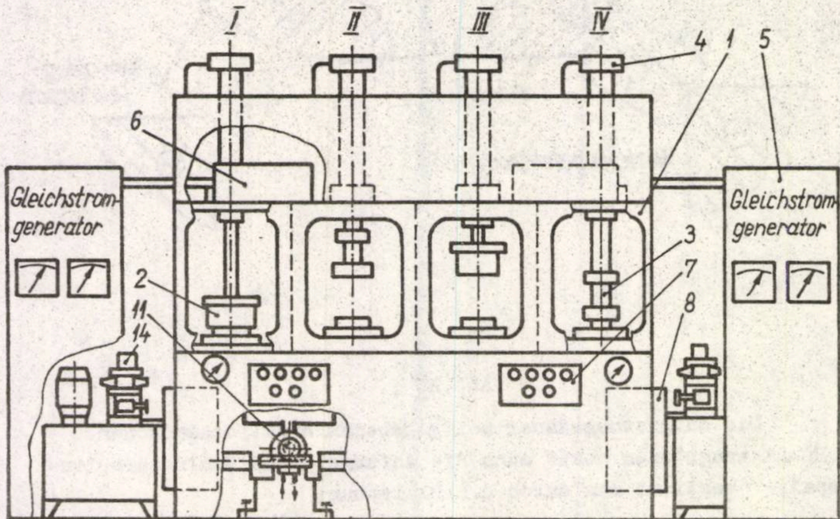


Abb.3

Die elektrische Anlage besteht aus zwei Gleichstromgeneratoren 5, die I_{max} = 15oo A und U = 0...2o V sichern, die hidraulisch betätigten Elektroschalter 6, die Schaltbretter 7 und die Kraftschaltbretter 8.

Nach dem Werkstückeinlegen in der Arbeitsvorrichtung verläuft der Arbeitszyklus automatisch. Der Arbeitszyklus besteht aus: Vorrichtungsverschluss, Vorrichtungsspeisung mit Elektrolyt, Einschalten des Gleichstromgenerators, Entgraten, Unterbrechen der Elektrolytspeisung und Vorrichtungsaufschlissung. Die Ab-und Zufuhr des Werkstücks an einer Arbeitsstelle erfolgt während an

der anderen Arbeitsstelle die Bearbeitung stattfindet.

In Anbetracht des relativ grossen Gewichtes des Werkstücke sowie auch der erforderlichen Produktivität (1 Rad pro 45 s.), ist die Maschine mit einem mechanisierten Ab-und Zuführungssystem versehen.

4. Die hydraulische Elektrolytspeisungsanlage

Die Vorrichtung enthält zwei gleiche, ganz getrennte Kreisläufe, die in Abb.4 schematisch repräsentiert sind. Jeder Kreislauf speichert je zwei Entgratvorrichtungen.

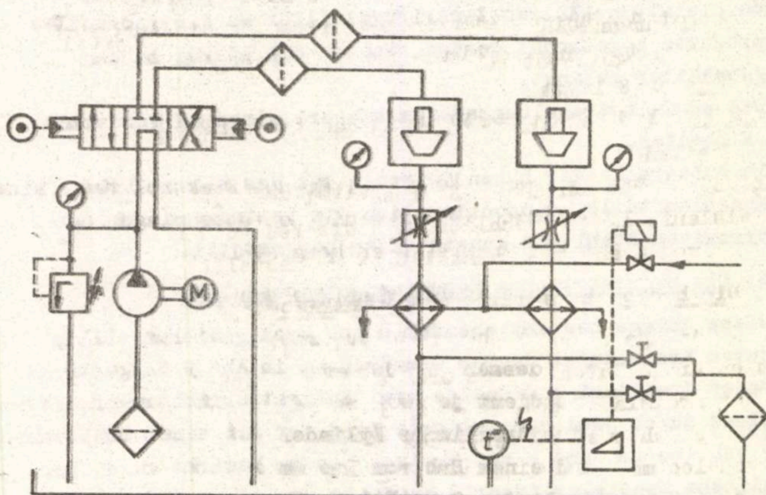


Abb.4

Die Kreisläufe sind mit je einer Zemtrifugalelektropumpe versehen, die eine Höchstdurchflussmenge von 2oo l/min. bei einem Höchstdruck von 8,5 daN/cm^2 sichern.

Der gemeinsame Lösungsbehälter beträgt 3 m^3. Durch einen dreistelligen Spezialdrehverteiler kommt der Elektrolyt alternativ an die eine und die andere Entgratworrichtung, oder, falls beide Vorrichtungen im Ruhestand sind, direkt zum Lösungsbehälter.

Der Drehverteiler wird mittels eimes Kleinrad - Zahnstan-

getriebes von einem hydraulischen Linearmotor von besonderem Bau betätigt. Die Elektrolytlösung flisst durch einen Feinfilter in die Vorrichtungsinnenräume und begegnet bei dem Vorrichtungsausgang einer Kegeldrossel die einem Gegendruck von 3 bar sichert; dieser kann anhand eines an der Maschinenstirnseite montierten Manometers gemessen werden.

Jeder Lösungskreislauf ist mit einem Temperaturreglierungssystem versehen, der aus wassergekühlten rohrförmigen Wärmeraustauschern, einem Thermometer und einem elektronischen Temperaturreglierungssystem besteht. Dieses System erhält die Lösung bei einer Temperatur von 3o3 $\pm$ o,5 ^{o}K.

Nach dem Wärmeaustauscher kommt die Elektrolytlösung in einen hochleistungsfähigen Zentrifugalfilter wo die Anodauflösungsprodukte abgetrennt werden, wonach die Lösung in den Lösungsbehälter gelangt.

Das pH-Selbstregelungssystem sichert einen pH Wert von 7$\pm$o,2 Einheiten.

In Anbetracht der hohen Korrosivität des Elektrolytes, sind alle Kreislaufteile, einschliesslich die Leitungsanlage, aus antikorrosivem Stahl und Kunststoffen hergestellt.

5. Die hydrostatische Maschinenantriebsanlage

Diese Anlage besteht ebenfalls aus zwei gleichen völlig getrennten Kreisläufen dessen Grundschema in Abb.5 dargestellt ist. Jeder Kreislauf bedient je zwei Entgratvorrichtungen, deren Verschluss durch zwei hidraulische Zylinder mit einem Kolbendurchmesser von 1oo mm und einem Hub von 5oo mm bewirkt wird. Der hydraulische Spezialzylinder 3 betätigt zur einer und andern Entgratvorrichtung liefert. Der Spezialzylinder 4 betätigt den elekrischen Schalter der die Stromversorgung der jeweiligen Vorrichtung sichert.

Die Ölspeisung wird von einer Doppelelektropumpe geleistet, die aus einer kleindurchflussmengigen Hochdruckpumpe und aus einer grossdurchflussmengigen Kleindruckpumpe zusammengesetzt ist, welche, je nach dem Druck im System, automatisch angeschlossen werden.

Der Verschluss der Vorrichtung wird während der Verarbeitung durch die Sperrventile Z_1 und Z_2 gesichert. Die Zufuhr der Schlisskraft sowie auch der Vollzug des Endhubes der Zylinder 3 und 4 werden durch die Druckrelais 1f...8f bestätigt. Die hy-

draulischen Widerstände $R_1 \ldots R_4$ ermöglichen die Geschwindigkeitsreglierung der Zylinder 3 und 4.

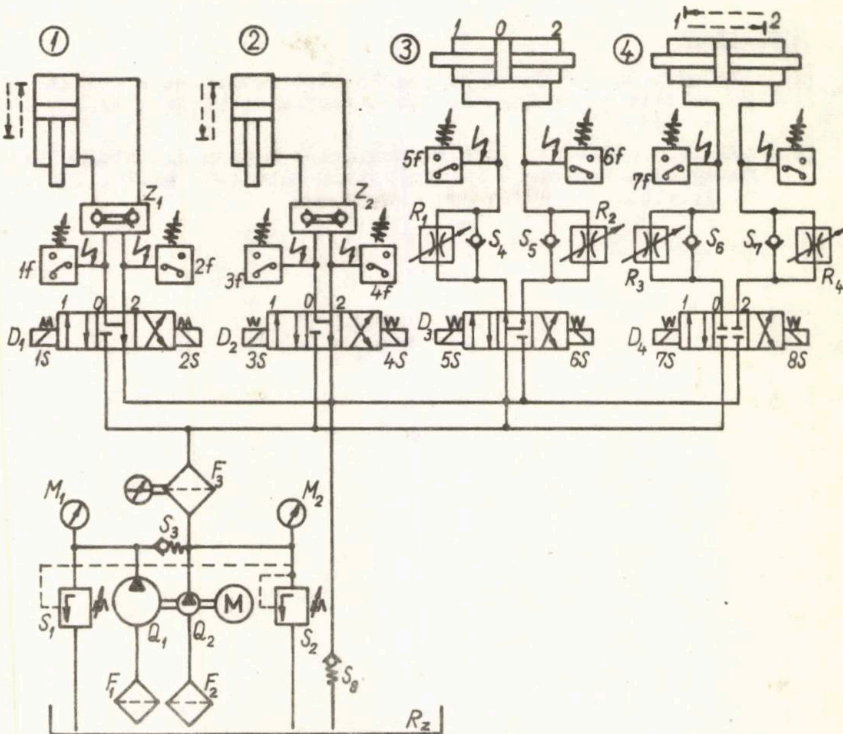


Abb. 5

Die hidraulischen Kreisläufe wurden durch Dnlo Modulreihen und Sandwichplatten realiziert. Die meisten Steuer-und Antreibselemente sind auf den zwei hydraulischen Schaltbrettern montiert.

6. Schlussfolgerungen

Die experimentell durchgeführten Untersuchungen ermöglichten die Bestimmung der Hauptkennwerte bei der elekrochemischen Entgratung der Eloydverzahnungszahnräder. Die Herstellung, auf Grund dieser Nachprüfungsergebnisse, der Arbeitsvorrichtungen, sowie auch der hydraulisch betätigten Entgratmaschine, ermöglicht das Ersetzten des gegenwärtigen Entgratverfahrens, welches nicht eine befriedigende Bearbeitungsqualität gewährleistet. Das neue Arbeitsver-

fahren ermöglicht eine Qualitätserhöhung sowie auch ein Produktivitätszuwachs von 4,5 mal der im Lastkraftwagenuntunehmen aus Braşov hergestellten Eloydverzahnungszahnräder.

Schrifttum

[1] IVAN,M., OBACIU,GH. Debavurarea electrochimică a roţilor dinţate Tehnologie şi utilaj. In: Construcţia de maşini, nr.1o, 1984, p.544-549.

[2] IVAN,M., RUSAN,GL. Elektrochemisches Senken mit hidraulisch geregeltem Vorschub. In: Industrie-Anzeiger, nr.2o, 1975, p. 371-374.

IVAN, M., DOBREA, GH.

ACTIONAREA HIDRAULICA A UNEI MASINI DE DEBAVURAT ROTI DINTATE CU DANTURA ELOIDA

Rezumat

Lucrarea se referă la determinarea caracteristicilor electrochimice de bază ale oţelului din care sînt executate roţile dinţate cu dantură eloidă, pe baza cărora se stabilesc interstiţiile de lucru şi timpii de debavurare. Se prezintă apoi construcţia unei maşini de debavurat roţi dinţate cu dantură eloidă, cu patru posturi de lucru şi ciclu semi-automat, care permite debavurarea unei roţi dinţate la fiecare 45 sec. Această productivitate ridicată este asigurată de o instalaţie hidraulică de alimentare cu electrolit a dispozitivelor de lucru şi de o instalaţie hidrostatică de acţionare, ale căror caracteristici sînt date în lucrare.

DER HYDRAULISCHE ANTRIEB EINER ENTGRATMASCHINE FÜR ELOYDVERZAHNUNGSZAHNRÄDER

Zusammenfassung

Vorligende Arbeit macht es sich zur Aufgabe, die elektrochemischen Grundeigenschaften des Stahls zu ermitteln, der in der Herstellung der zur Bestimmung des Arbeitsspaltes und der Entgratungsdauer benötigten Eloydverzahnungszahnräadern verwendet wird. Es wird der Aufbau einer Entgratmaschine für Eloydverzahnungszahnräder mit vier Arbeitsstellen und halbautomatischem Zyklus beschrieben, welche das Entgraten eines Zahnrads pro 45 Sek. ermöglicht. Diese hohe Produktivität wird durch hydraulische Elektrolytspeisungsanlage sowie eine hydrostatische Antriebsvorrichtung gesichert, deren Charakteristika in vorliegender Arbeit angegeben werden.

[illegible]

[illegible]

Rezumat

[illegible]

[illegible]

Zusammenfassung

[illegible]

POSSIBILITÉS D'AUTOMATION FLEXIBLE DES SECTIONS DE PETITES PRESSES

Dr.ing.C.D.Rădulescu,maitre de conférence de l'Université de Braşov;

Ing.A.Radu, lecteur de l'Université de Braşov;

Dr.ing.I.Achiriloaie, lecteur de l'Université de Braşov;

Ing. Gh.Mogan, assistent de l'Université de Braşov;

Ing.chercheur L.Iulian, de l'Université de Braşov.

Introduction

Un grand nombre de produits industriels, surtont ceux de l'industrie de la construction des machines, comprennent des répères réalisées par déformation plastique à froid.En conséquence, dans le cadre des entreprisés productrices, de n'importe quelle orientation, ont été crées et se sont developpées des sections de pressage,ayant dans leur dotation une gamme variée de presses. La mécanisation et l'automation de l'usinage à l'aide de ces machines outils à précédé l'étape de la robotisation, là où le nombre de pièces/répères atteint le niveau de production en grande série ou en masse. On trouve pourtant peu de solutions semblables dans le pays, la résolution du problème de la mécanisation des opérations pour les pièces produites en petite et très petite série restant la principale source de l'accroissement spectaculaire de la productivité du travail et de l'élimination des accidents. On a montré déja [1,2,3,4] les principes du collectif d'auteurs qui ont constitué les fondements de la conception de la résolution de ce probléme: la mécanisation flexible des opérations exécutées sur de grandes et petites presses.

Dans cet ouvrage on met en evidence les possibilités de l'extension de la mécanisation flexible au niveau d'une section et la direction du processus sur l'ordinateur,une étape qui impose, tout d'abord,la réconsidération du stockage et de la manipulation, des interoperations et des semi-produits.

L'analyse des conditions de travail

Cette analyse a à la base les aspects et les problèmes communs

recontrés dans les sections de pressage de certaines entreprises de l'industrie de la construction des machines entreprises' qui se sont mis le problème de l'accroissement de la productivité du travail pour les opérations exécutées aux répères de petite série. La situation implique (fig.1):

1. La production

- très diversifiée,cela impliquant à son tour des typodimensions de pièces, des phases de travail,des matériaux, des changements de produits (améliorations, reprojections, de nouveaux produits amélioration de technologie etc.), la nécesité d'assimiler dans le pays des sous-ensembles d'importation et d'autres;

- ayant comme fondement le nouveau système économique et financier, il n'est pas possible de produire que des biens ayant la couverture des contrats et, en conséquance le programme de production doit en tenir compte; il est nécessaire, au niveau de la section,une programation flexible de petite quantité, en fonction des capacités disponibles de pressage;

- séries variables de répères (très petites,petites, moyennes et grandes).

2. Outillages

L'ample programme d'investitions des dernières années a crée une base puissante de production dans chaque entreprise; les sections ont été organisées conformément aux critériums propres pour les technologies appliquées, ce qui suppose:

- l'emplacement donné des outillages;

- le nombre limité d'outillages, dans les conditions d'une production variable;

- la nécessité d'exploitation rationelle des outillages dans les conditions d'une sollicitation adéquate à leur capacité;

- une gamme large des dimensions differentes de presses,en nombre relativement réduit pour chaque typodimension;

- l'imobilisation de certaines presses dans les lignes automatiques, pour les réparations (capitales,ordinaires) et, notamment, pour l'échange des matrices.

3. Outils, dispositifs et vérificateurs

Conformément à la technologie adaptée, chaque section s'est crée un dépôt de matrices (en double ou bien triple exemplaire), à grande durée d'exploitation et y ayant investi de grands fonds

auxquels on ne peut pas renoncer brusquement;

- un grand nombre de matrices nécessaires pour les differentes phases de fabrication, conformément à la technologie, matrices qui doivent être manipulées et fixées sur les presses;

- l'inertie aux changements, générée par différentes situations avec des implications au niveau des sections d'outillerie,d'entretien et de réparation etc.

4. Technologie

- les technologies appliquées sont tributaires tout d'abord au caractére spécifique de l'entreprise, la section de presse d'une entreprise ayant un caractère spécifiquement électro-technique par exemple, diffère, en ce qui concerne la conception, d'une section pareille d'une entreprise de construction mécaniques;

- les technologies employées sont dépendantes du stock de matrices (suivant les opérations et les phases);

- les divers matériaux employés impliquent une diversité de technologies.

5. Le stockage et le transport

Cet aspect a été le plus négligé, en commettant l'erreur de considerer la mécanisation de ces opérations sans éfficience économique dans le cas de séries petites et très petites. En conséquénce on a adopté quasigénéralement le système de stockage en vrac, en conteiners, qui peuvent ètre transportés soit à l'aide des poutres roulantes, soit à l'aide des empileuses.

Il s'ensuit que les opérations d'alimentation des presses sont obligatoirement manuelles, ayant donc une faible productivité.

6. La force de travail

- le nombre d'opératéurs qui participent à la réalisation d'un produit par pressage est très grand, à cause de l'actionnement manuelle des presses;

- embauchage facile à cause de la qualification minimum nécessaire, donc accomplissement facil des nécessités de main d'oeuvre;

- fluctuation accentué de la main d'oeuvre et en conséquence, variation de la qualité au même type de produit.

7. Sécurité du travail

Dans le cadre de petite série de produits et de la prestation manuelle de toutes les services nécessaires pour le fonctionnement

de la presse, le pourcentage des accidents graves de travail est très élevé. C'est la conséquence de:

- la monotonie des opérations et donc de la grande possibilité de fautes;

- l'introduction des mains dans l'espace d'action du belier, pour l'alimentation, l'orientation, le centrage et l'évacuation;

- le déclanchement accidentelle de l'actionnement du belier, dans le cas des presses à usure avancée;

- l'accumulation de la fatigue dans le cas des programmes de travail intensif pour les pièces petites et très petites comme dimension;

- le travail dans des conditions défavorable de milieu (bruit, vibrations etc.).

Possibilités d'accroissement de la productivité de travail dans les sections de pressage

Les modalités connues à suivre dans les conditions mentionnées anterieurement sont:

- automatiser l'usinage des répères de série grande et de masse sur des lignes de presses, à éléments d'alimentation, de transfert et d'évacuation automatique [1];

- mécaniser rigidement les opérations, indépendemment de la forme et des dimensions du répère (par exemple l'évacuation) [5] ;

- robotiser le procès d'usinage;

- mécaniser flexiblement, pour éliminer la dépendance de la forme et des dimensions du répère [1,2,3,4,6];

- changer les technologies de fabrication;

- changer la conception en ce qui concerne la réalisation des matrices, introduisant l'emploi des modules;

- modifier convenablement les outillages;

- réconsiderer la mannière de stockage, de manipulation et de transport des semi-produits;

- optimiser la planification de la production.

Il apparait logiquement la conclusion qu'une solution efficiente sera une combinaison optima entre les possibilités énumerées, tenant compte du caractère spécifique de la section à laquelle s'applique.

Pour les sections de petites presses, passant, en revue la liste des mouvements nécessaires à l'exécution d'une phase [1] et réalisant leur groupement suivant des criteriums convenables (type d'opération, manipulation à l'alimentation évacuation ou transport, moda -

litésde stockage etc.) il résulte la nécessité de créer des modules à grand degré d'adaptabilité dans l'utilisation,et qui puissent s'intégrer dans la structure des manipulateurs dirigés d'une maniere centralisée.

L'automation flexible des sections de petites presses

Pour établir une telle conception,le point de départ a été la remarque qu'il existe quelques groupes d'actions communes pour toutes les opérations, tous les lieux de travail et toutes les sections de pressage, indiferemment du caractère spécifique de l'entreprise.Ces actions sont:

a . L'usinage des semi-produits de tôle ; dans le cas des bandes et de l'espace nécessaire disponible,le problème est résolu par l'emploi des dérouleurs; dans le cas des espaces restreints, la bande est débité en morceaux de longueurs convenables. Il est nécessaire l'emploi d'un module d'alimentation de la presse adaptable aux divers dimensions de bande. Le problème est similaire lorsqu'on emploi d'autresformes de semi-produits,obtenus de feuilles et ordonnés après avoir été débité; de même pour semi-produits entre-phases.

b. L'introduction du semi-produit dans la matrice pour être pressée - module de transport.

c. L'évacuation de la pièce usinée-module d'évacuation.

d. La muise en ordre des pièces produites par la presse- devenues semi-produits- par un système à base de containers.

e. Le transport entre-phases ou entre les opérations.

f. Le problème de l'ambalage,de peinture, de montage etc. des produits finals de la section de pressage.

Dans la figure 2 il est présenté l'application d'une telle conception à une section de petites presses. Spécifions que dans le cadre de la chaire de Mécanismes et organes de machines de l'Université de Braşov ont été réalisées concrètement (voir la liste annexe) des modules de transport, d'alimentation et d'evacuation automate à un grand degré de flexibilite; de même des systèmes de détection de la présence des pièces dans divers phases de l'usinage, pour établir une liaision avec le système central de direction et des systèmes de commande automate des cycles de travail.Executées conformément aux nécessités d'usinage,les modules proposées peuvent constituer divers manipulateurs dont le prix est de beaucoup moins inférieur aux robots, étant donc accessibles dans cette étape de modernisation des procès de pressage à froid.

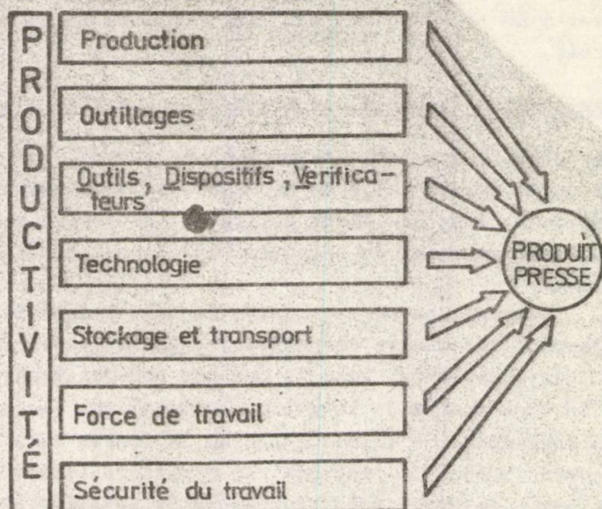


Fig.1

LISTE

des modules et des systèmes de commande et de détection exécuté à la chaire de Mécanismes et organes de machines, de l'Université de Braşov.

1. Module de transfert des pièces de la position de préalimentation - prématrice - dans la matrice (bras mécanique - projet, p, et exécution,e).

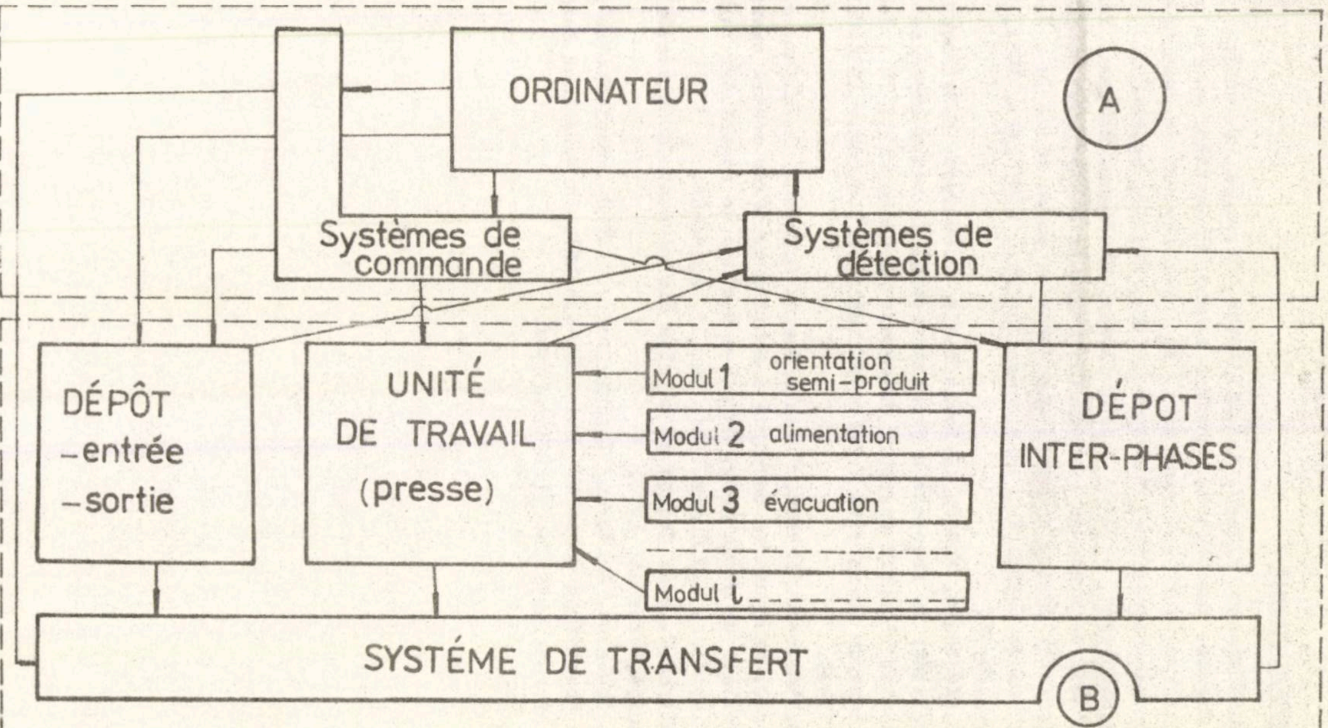
2. Module d'évacuation pneumatique des pièces de la matrice (p + e).

3. Module d'alimenta.:.on automate avec des semi-produits des prématices (p);

4. Système de détection de la prise des pièces (p + e).

5. Système de detection de l'évacuation des pièces (p + e).

6. Système de commande en cycle automatique des modules d'alimentation, de transfert et d'évacuation (p + e).



A – Décision , direction
B – Exécution

Fig.2

BIBLIOGRAPHIE

[1] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriloaie, Gh.Mogan, L.Iulian, I. Stroie. Manipularea mecanică a semifabricatelor pentru operaţii executate pe prese mici. In A V-a Sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice, I.M.Cugir, 1984, Vol.II, pg.62-68.

[2] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriloaie, Gh.Mogan, R.Cozma. Posibilităţi de creştere a productivităţii la manipularea semifa - bricatelor pentru operaţii executate pe prese mici. In a V-a Sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice I.M.Cugir, 1984, Vol. II,pg.69-76.

[3] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriloaie, D.Săvescu, E.Hellmann.Posibilităţi de creştere a productivităţii la manipularea semifabricatelor pentru operaţii executate de prese mari. In a V-a Sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice,I.M.Cugir,1984,Vol.II, pg.77-83.

[4] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriliaie, D.Oprean, L.Iulian, A.Dumitriu. Manipularea mecanică a semifabricatelor pentru operaţii executate pe prese mari. In a V-a Sesiune de comunicări tehnicoştiinţifice. I.M.Cugir,1984, Vol.II, pg.84-89.

[5] Dumitraş,C.,ş.a. Stanţe şi matriţe din elemente modulate.Editura tehnică,Bucureşti,198o.

[6] C.D.Rădulescu, Gh.Mogan, I.Achiriloaie, A.Radu. Manipulator pentru deservirea preselor mici (16o-63o kN). In Buletinul Sesiunii tehnico-ştiinţifice Timişoara 1984.

RADULESCU,C.D.; RADU,A; ACHIRILOAIE,I; MOGAN,GH; IULIAN,L.

POSIBILITATI DE DESERVIRE AUTOMATIZATA FLEXIBILA A SECTIILOR DE PRESE MICI

Rezumat

In lucrare se prezintă o modalitate generală de automatizare flexibilă a secţiilor de prese mici, cu producţie diversificată de repere, în serii mici şi foarte mici.

POSSIBILITÉS D'AUTOMATION FLEXIBLE DES SECTIONS DE PETITES PRESSES

Résumé

On présente dans l'ouvrage une modalité générale d'automation flexible des sections de petites presses, ayant une production diversifiée de répères, en petites et tres petites séries.

BIBLIOGRAPHIE

[1] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriloaie, Gh.Mogan, L.Iulian, I. Stroie. Manipularea mecanică a semifabricatelor pentru operaţii executate pe prese mici. In A V-a Sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice, I.M.Cugir, 1984, Vol.II, pg.62-68.

[2] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriloaie, Gh.Mogan, R.Cozma. Posibilităţi de creştere a productivităţii la manipularea semifabricatelor pentru operaţii executate pe prese mici. In a V-a Sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice I.M.Cugir, 1984, Vol. II,pg.69-76.

[3] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriloaie, D.Săvescu, E.Hellmann.Posibilităţi de creştere a productivităţii la manipularea semifabricatelor pentru operaţii executate de prese mari. In a V-a Sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice,I.M.Cugir,1984,Vol.II, pg.77-83.

[4] C.D.Rădulescu, A.Radu, I.Achiriliaie, D.Oprean, L.Iulian, A.Dumitriu. Manipularea mecanică a semifabricatelor pentru operaţii executate pe prese mari. In a V-a Sesiune de comunicări tehnico-ştiinţifice. I.M.Cugir,1984, Vol.II, pg.84-89.

[5] Dumitraş,C.,ş.a. Stanţe şi matriţe din elemente modulate.Editura tehnică,Bucureşti,198o.

[6] C.D.Rădulescu, Gh.Mogan, I.Achiriloaie, A.Radu. Manipulator pentru deservirea preselor mici (16o-63o kN). In Buletinul Sesiunii tehnico-ştiinţifice Timişoara 1984.

A COMPUTER AIDED METHOD TO DESIGN OF THE MANUFACTURING CYCLE IN ROBOTIZED PRODUCTION CELLS

Păunescu T. - assistant professor - University Brașov;
Păunescu R. - assistant professor - University Brașov

1. Introduction

The problems raised by the designing of the robotized manufacturing cells (RMC) have many common points with that of the human service for several equipments.

A computer controlled flexible manufacturing cell consists of a number of N.C. machine tools surrounding an industrial robot (IR).

The determination of the flexible RMC work cycle is difficult because in that case, it is necessary to analize a lot of RMC possible structures having a several connections between the components as follows: cascade, parallel and mixed connections (by means of the IR).

Generally the optimal criteria is considered the minimum waiting time of the RMC components [1], [2], [3], [4].

The RMC designing having the machine-tools connected in parallel is approached in item [1], but in other situations (cascade, mixed) either are shown the numerical values of work cycle directly [5], or are detailed some algorithms for ideal cases [2], or are suggested very complicated optimization methods which involve great amount of calculations in design and makes the designer's work most inefficient.

The present work suggests an iterative accelerated method for finding the RMC stabilized work cycle when IR is provided with a simple gripper (GD1) (which catches only one object) or double grasping device (GD2) (which catches two objects in different manufacturing stages) and there are a cascade connection of the components of RMC. This can be an unbranched technological connection or single branched when the same of lower productivity operation is simultaneously performed by means of two machine tools [5].

2. RMC with simple cascade connections of the components

Acording with the fig. 1 a - number 1 is workpieces stock, i ∈ [2 --- n-1] machine tools, and n the finished parts stock. „A" will be the work time of the IR with loaded gripper, and „D" the moving time of the IR having unloaded gripper. Thus An is the time used with handling: finished part taking from the n-1 machine tool, moving IR to n and it's stocking. Dn moving IR between the n and n-2 (An and Dn are uninterruptedly performed by IR) Ai, i∈ [2 ... n-1] - IR starts from i-1 takes a semifinished part executed by this MT, transport and place it into the chuck of i, after the arm withdrawal IR being able to give the start signal for the i. Di - the moving period of the unlouded IR from i to i-2. D - the necessary time for the closing movement of the work cycle from 2 to n-1. The succesive movement groups of the IR - Ai - Di respective A_3-D_3-A_2-D_2 are continously performed. Ui is the manufacturing time performed by i.

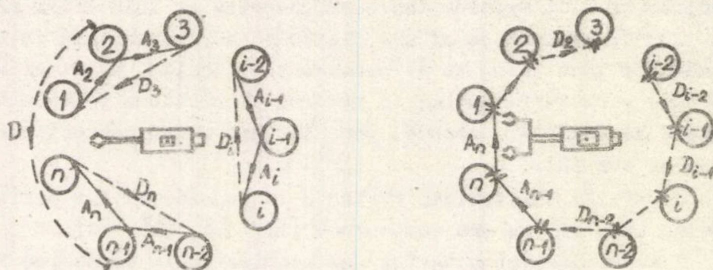


fig.1

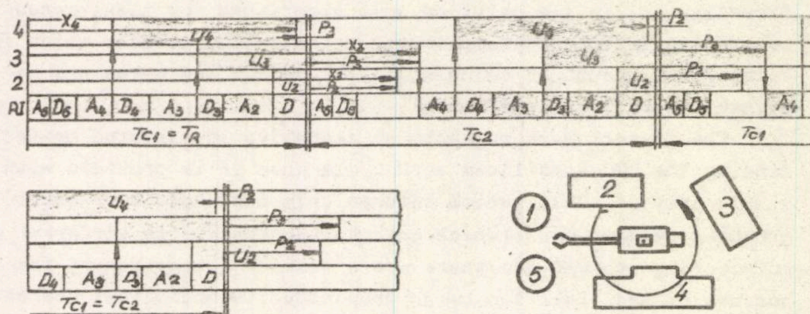
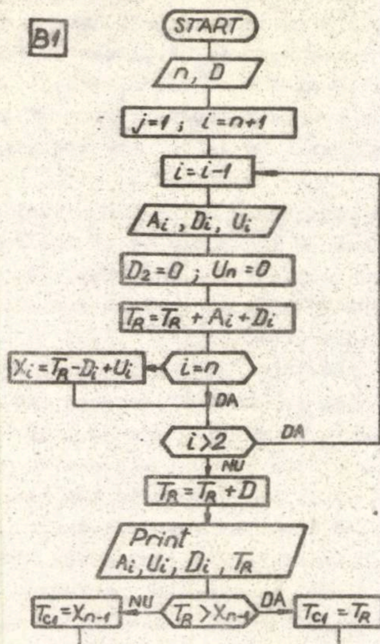
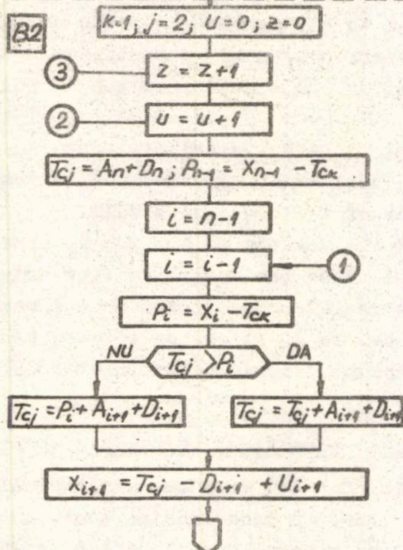
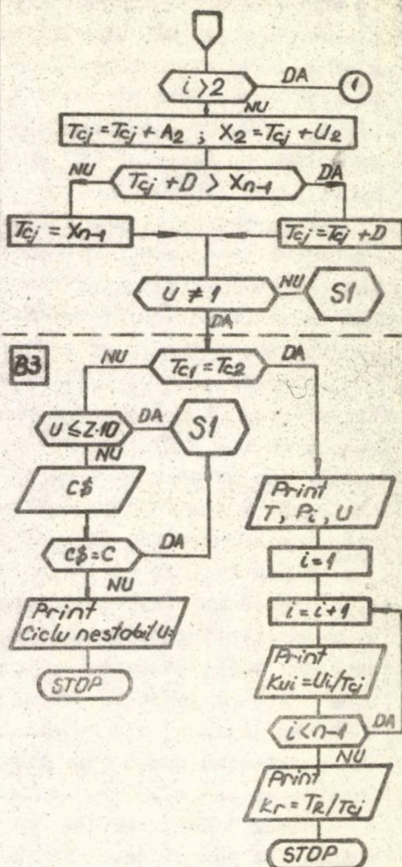


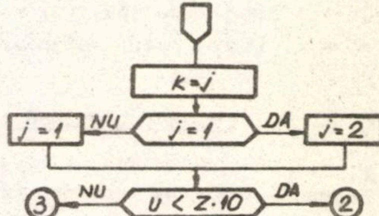
fig.2

The system which was defined above is obvious linear. Simulating the working system RMC and starting from an initial state,


B1
START
n, D
j=1 ; i=n+1
i=i-1
Ai, Di, Ui
D2=0 ; Un=0
TR=TR + Ai + Di
Xi=TR-Di+Ui
i=n
DA
i>2
DA
NU
TR=TR+D
Print
Ai, Ui, Di, TR
Tc1=Xn-1
NU
TR>Xn-1
DA
Tc1=TR


B2
k=1; j=2; U=0; z=0
3
z = z+1
2
U = U+1
Tcj = An+Dn ; Pn-1 = Xn-1 - Tck
i = n-1
i = i-1
1
Pi = Xi - Tck
NU
Tcj >Pi
DA
Tcj = Pi+ Ai+1+Di+1
Tcj = Tcj+Ai+1+Di+1
Xi+1 = Tcj - Di+1 + Ui+1


i>2
DA
1
NU
Tcj = Tcj + A2 ; X2 = Tcj + U2
NU
Tcj +D > Xn-1
DA
Tcj = Xn-1
Tcj = Tcj +D
U ≠ 1
NU
S1
DA
B3
NU
Tc1 = Tc2
DA
U≤Z·10
DA
S1
NU
C$
C$=C
DA
NU
Print
Ciclu nestabil U=
STOP
Print
T, Pi, U
i=1
i=i+1
Print
Kui = Ui/Tcj
i<n-1
DA
NU
Print
kr = TR/Tcj
STOP


S1
k=j
j=1
NU
j=1
DA
j=2
3
NU
U < Z·10
DA
2

in which IR works without any waiting times for the lifting workpieces from any MT, it will be rapidly reached (2 or 3 iterations) a stabilized state (fig. 2) - the state with the smallest unproductive times. The movement succesion $A_2 \rightarrow D_2$ ... $A_i \rightarrow D_i$ ... ... $A_2 \rightarrow D_2 \rightarrow D$, necessary for a complete manufacturing of the workpiece by means of RMC equipments will be called the working cycle of IR (WCIR).

The stability test of WCIR may be: the working periodical character in time of any machine tool or IR, equality of the input and output quantities of the system (Pi $i \in [2 \ldots n-1]$ fig. 2), or the constant period of two succesive WCIR (this variant was adopted for the planning of the flow chart shown in fig. 3).

Process block 1 (B1) requires the input data A_i, D_i, U_i from the display (the programme was written in BASIC-2 language and was runned on the WANG 2200 MVP computer), it conntorises in a discret manner the IR working time by means of the T_R variable and computes the working time of the delivering cycle T_{c1}. J = 1,2 is the indexing variable of the current WCIR and K of the previous cycle.

Block 2 (B2) computes the values of the current WCIR. With X_i is noted the time necessary to finish a workpiece performed to i, when starting point of time is placed to the beginning of the previous WCIR, likewise by means of $P_i = X_i - T_k$ operation the time starting point is translated to the beginning of the current WCIR. By means of the Z variable the programme is protected against an overstated running number, situation which could appear while testing an unstabilized cycle.

Block 3 (B3) carries out the $T_{c1} = T_{c2}$ stability test, and prints the output data: Pi, time utilization of the machine tools and IR, necessary performing time of the stabilized WCIR.

When IR is equiped with GD2 the meaning of the A_i, D_i times is abvious in the 1 b fig. In this case the workpiece flow between the machine tools and the stocks is performed from 2 to n-1 while in the first case that was from n-1 to 2. As common process blocks appear, it has been designed a common programme for IR with GD1 or GD2.

3 . RCM with branched cascade conections of the components

A general designing condition for RMC with the minimum waiting times is that the manufacturing times of each machine tool should be aproximately equal [4]. Thus are generally two machine tools used, working at the same time at the same less productive opera-

tion.

According to the showm algorithm it will be followed the stabilization of the $T_{c11} = T_{c12}$ an $T_{c21} = T_{c22}$ (each subcycle is including the single machine tools (undoubled) and one by one the double ones). Outstanding problems appear when the branched technology is performed on machine tools which execute the same operation but with different productivities. In this case when the waiting times becomes somehow long, the programmes point out a mistaken structure of RMC.

Essentialy these programmes (undetailed in the present item) apply the advanced algorithm for each subcycle.

Three programmes where designed: one is used when the technology is branched to the first machine tool, another to the last machine tool and one to the middle machine tool. A common programme is very difficult to be used in current designing work.

4. Conclusions

A designing of the RMC must be accomplished by a computing of the cyclogrammes for every structural variant and for each workpiece which is performed, this analysis being very difficult without using computer. For computer aided desiging of RMC it is proposed an iterativ fast algorithm and a programme set which calculate the work stabilized cycles of RMC with minimum waiting times; the RMC having an unbranched or branched cascade connections of the machine tools and a IR equiped with a simple or double gripper.

References

[1] Kobrinskii A.E. Avtomaticeskie manipuliatori s programnim upravleniem (promîslenie roboti). Sostoianie, perspektivi, problemî. Stanki i instrument, 11/74, p. 4-11.

[2] Korsakov V.S. Postroenie graficov mnogostancinogo obslujivania Izv. VUZ Maşinostroenie - 2/82 p. 143-146.

[3] Tache Gh. Optimizarea polideservirii cu algoritmul de ramificare şi mărginire - Buletinul şt.şi teh. al I.P. Traian Vuia - Timişoara - Mecanica Tom 26 (40) Fascicola 2-1981.

[4] Savii Gh. Consideraţii privind implementarea polideservirii în construcţia de maşini - Buletinul şt.şi teh.al I.P.Traian Vuia - Timişoara - Mecanica Tom 26 (40) Fascicola 2-1981.

[5] Micşa I. Celulă tehnologică flexibilă pentru prelucrat arbori de motoare electrice deservită de robotul industrial REMI-1. Lucrările celei de a IV-a Conferinţe de procese şi utilaje de prelucrare la rece. Timişoara 20-21 nov. 1981 203-206 .

Păunescu, T., Păunescu, R.

O METODA DE PROIECTARE ASISTATA DE CALCULATOR A CICLULUI DE LUCRU INTR-O CELULA DE FABRICATIE ROBOTIZATA

Rezumat

In lucrare se propune un algoritm iterativ rapid convergent pentru determinarea ciclului de lucru stabilizat într-o celulă de fabricaţie avînd un robot dotat cu dispozitiv de prehensiune simplu sau dublu. Posturile de lucru sînt simplu înseriate prin operaţii tehnologice dependente succesiv sau cu o ramificaţie la două maşini care execută aceeaşi operaţie.

A COMPUTER AIDED METHOD TO DESIGN OF THE MANUFACTURING CYCLE IN ROBOTIZED PRODUCTION CELLS

Summary

This system suggests an itterative accelerated method for finding the RMC stabilized work cycle when IR is provided with a simple or double gripper. The machine tools of RMC have a simple cascade connections or workpiece flow are branched, when two machine tools perform the same operation.

LA REALISATION DES TOLES PLAQUEES PAR EXPLOSION

Dr.ing.A.Constantinescu maitre de conférence ;
Dr.ing.Ioana Groza lecteur ;
Dr.ing.V.Luca lecteur ;
Université de Brasov .

L'extension des domaines d'utilisation des matériaux métalliques qui réunissent la résistance á la corrosion á des propriétés mécaniques élevées dans les conditions des coûts réduits autant que possible a entrainé l'utilisation des procédés permettant de joindre deux ou plusieurs matériaux possédantdes propriétés différentes.

Le placage par explosion s'est avéré un procédé efficient destiné au revêtement avec des matériaux résistant à la corrosion (acier inoxydable,cuivre,laiton,titane) des aciers communs à résistance mécanique élévée,dans le but d'obtenir des matériaux capables de réunir les deux propriétés.

Les tôles plaquées par explosion sont utilisées dans les industries chimique,alimentaire,aéro-spatiale,navale et nucléaire,afin de confectionner des récipients de réaction,retortes et blindages.

La tôle support confectionée enacier carbone ou faiblement allié confère aux constructions la résistance mécanique nécessaire et la tôle protectrice assure la résistance contre le milieu corrosif.

L'obtention des tôles plaquées par explosion doit être exécutée de manière à garder intacte la qualité du matériau de base ainsi que de celui de revêtement mais,en même temps,on devra assurer également l'adhérence stable et sûre entre les deux matériaux.

Le matériau de base utilisé sous forme de tôle d'acier carbone ou faiblement allié a été K41,K47,R44,R52,14CrMo4,16Mo3 et en tant que matériaux de revêtement on a utilisé des aciers inoxydables tels 10TiNiCr180,10TiMoNiCr175,2NiCr185 et cuivre.

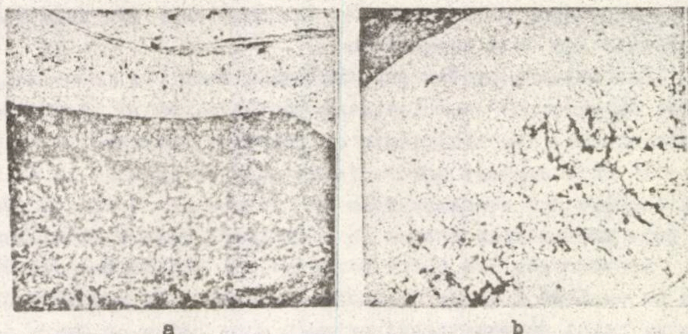
Le joint de matériaux aux propriétés différentes se réalise par l'application de pressions très élevées générées par l'explosion dans la zone de contact qui doit être propre,dépourvue d'oxides capable de permettre aux atomes métalliques de diffuser et de réaliser ainsi le joint métallique puissant entre les deux matériaux.Les ondes de choc résultant de l'explosion entraînent des écoulements superficiels de matériaux et,vu les grands frottements ayant lieu entre les deux surfaces ainsi que la haute pression,sur le plan local,de hautes

températures peuvent se développer.Dans ces conditions,les matériaux subissent des modifications structurales qui mènent à l'apparition de modifications des propriétés mécanique.

L'amplitude des ondulations apparues dans la zone d'adhérence des deux matériaux est directement corrélé à la quantité d'explosif utilisée ainsi qu'à sa vitesse de détonation.L'adhérence du joint, mesurée par la valeur de la résistance au cisaillement de la tôle plaquée R_f est directement proportionelle à la valeur de l'amplitude des oscillations A,selon la relation:

$$R_f=434,01 + 494,88A \qquad (1)$$

Souvent,les régimes durs de placage provoquent des modifications plus évidentes dans la zone d'adhérence,fait qui entraîne la non-valabilité de la relation (1).La refonte des matériaux dans la zone d'adhérence à la suite des croissances de la température très élévée durant l'explosion produit des structures columnaires typiques de solidifications(fig.1a) avec des microretassures(fig.1b).



a b

Fig.1-Microstructures de la couche intermédiaire formée par la refonte de l'acier carbone et de l'acier inoxydable.Attaque électrolytique à l'anhydride chromique.200:1

Le mélange des deux liquides détermine l'établissement d'une composition chimique moyenne entre la composition de l'acier de base et celui de revêtement(fig.2).La couche intermédiaire de refonte qui se solodifie très rapidement présente une microdureté beaucoup accrue tant au revêtement à l'acier inoxydable qu'au placage au cuivre(fig.3)

Même sans l'apparition des couches de refonte,par le placage il se produit une augmentation de la dureté de l'acier de base ainsi que de l'acier de protection(fig.4).D'habitude la dureté s'accroît à 40-80 HB à la surface et à 150-250 HB au niveau du placage,par rap-

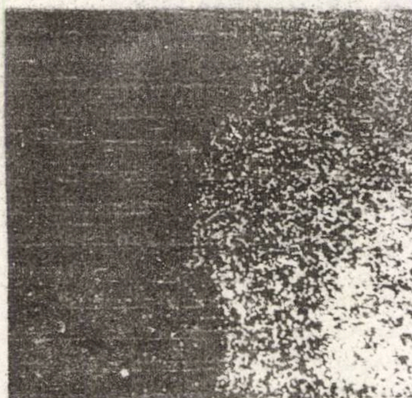
port à la dureté initiale. Les croissances de la dureté s'expliquent par les deux phénomènes concurrents dans la zone de placage à savoir l'écrouissement dû à la forte déformation plastique et les précipitations des carbures.



a



b



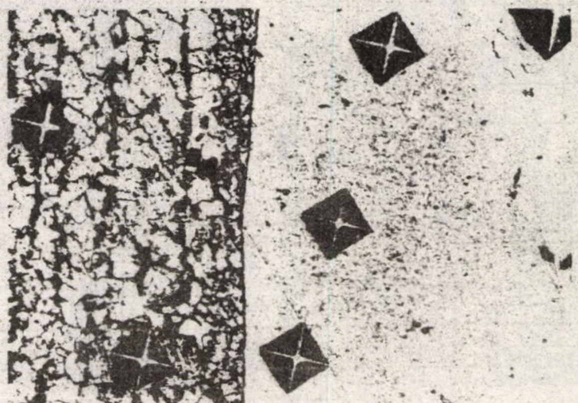
c

Fig.2-Image de composition (a) et images aux rayons X NiKα (b) et CrKα (c) de l'acier inoxydable plaqué sur l'acier carbone avec l'apparition d'une couche de refonte. 600:1

Pourtant, dans le cas de l'utilisation de ces tôles pour le confectionement de récipients de réaction dans l'industrie chimique, la dureté de la couche plaquée ne doit pas dépasser 200 HB, ce qui élimine la corrosion fissurante sous charge.

Après le revêtement, la correction de la dureté des tôles plaquées ne peut avoir lieu par l'application de traitements ther-

miques car le chauffage à des températures au-dessus de 550-600°C, dans le plan de placage,des carbures de chrome précipitent(le carbone provient du matériau de base et le chrome provient du matériau de protection).



193 206 160 160 148 80,5
Acier support Couche intermédiaire Cuivre

Fig.3-Valeurs de la microdureté obtenues lors du placage au cuivre de l'acier R52.Ataque nitale 2%.500:1.

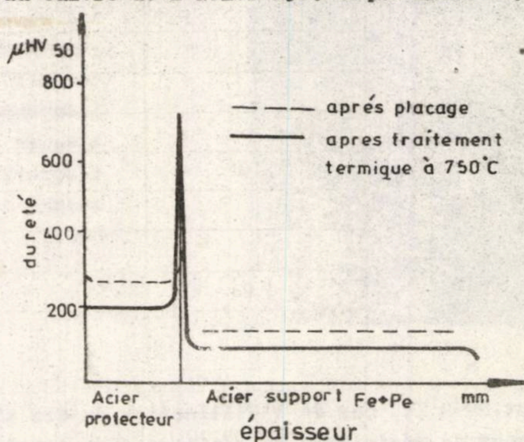


Fig.4-Variation de la microdureté dans la zone d'adhérence dés tôles plaquées par l'explosion.

Les carbures déterminent la croissance encore plus accentuée

de la dureté et de la fragilité dans le plan du placage, fait qui entraîne la diminution de l'adhérence de la couche de protection, raison pour laquelle, au cours de l'opération de plier la tôle plaquée, il existe le danger du décollage de la couche protectrice.

Afin d'obtenir des tôles plaquées capables d'être traitées thermique à des températures au-dessus de 600°C, il est nécessaire que le matériau de base ait une teneur en carbone inférieure à 0,08. Mais, dans ces conditions, la tôle plaquée présentera une limite d'écoulement trop réduite, ce qui ferait que la réalisation de constructions métalliques avec un tel matériau exigerait des parois beaucoup plus épaisses que les parois normales.

Les solutions auxquelles on a recours afin d'éviter la formation de carbures sur le plan du placage sont très différentes, à savoir: les spécialistes soviétiques proposent une suite de traitements thermiques et les Américans interposent une feuille de nickel entre l'acier de base et l'acier inoxydable de revêtement [2-4].

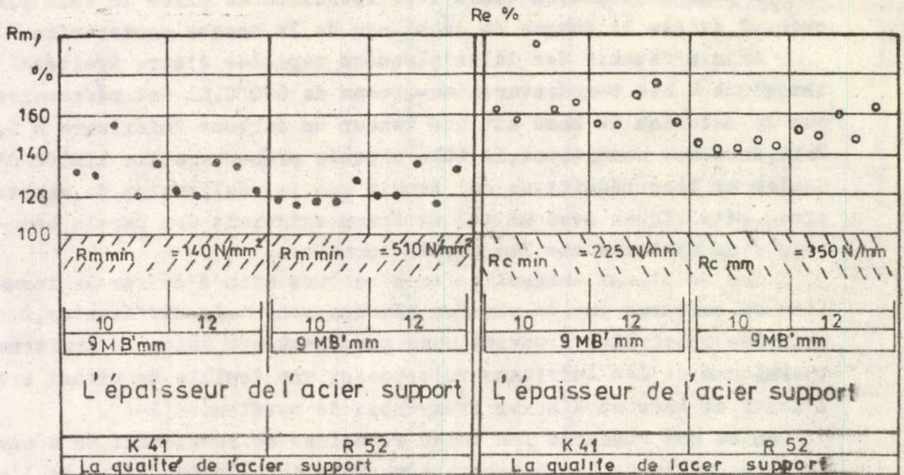
En ce qui concerne les tôles roumaines de revêtement, on a adopté la solution de la décarburation superficielle des tôles de l'acier de base sur une profondeur de 0,5-0,6mm, solution très convenable du point de vue de la technologie de laminage à chaud des aciers. La décarburation agit d'une manière positive en facilitant la diffusion du chrome et en empêchant la formation des carbures de chrome fragilisantes, surtout pour les tôles qui, après le placage, sont laminées à chaud ou sont soumises aux traitements thermiques.

Les essais effectués au cours d'expériments concernant le placage en régime mou des tôles en aciers austhénitiques inoxydables sur un support en acier carbone contenant 0,2-0,3%C, décarburé superficiel ont déterminé l'obtention de placage d'une qualité remarquable.

Ainsi, la dureté de l'acier austhénitiques n'a pas dépassé 180HB, la croissance de la dureté de l'acier de base à l'interface a été 25HB au maximum; on n'a pas enregistré de zones de non-adhérence, ni de précipitations de carbures. Les tôles plaquées selon cette méthode ont eu de résiliences de 15-20% plus élevées sans que la valeur de la résistance mécanique en eût été affectée (fig.5).

La qualité très bonne des tôles plaquées est due au fait que le matériau de base ayant des surfaces décarburées jusqu'à une profondeur de 0,5-0,6mm, présente une dureté superficielle plus réduite et donc une plasticité plus grande. De cette manière, au cours de l'operation de revêtement, il se produit un écoulement et une ondulation ameliorés sur le plan du placage, donc, une adhérence supé-

rieure.



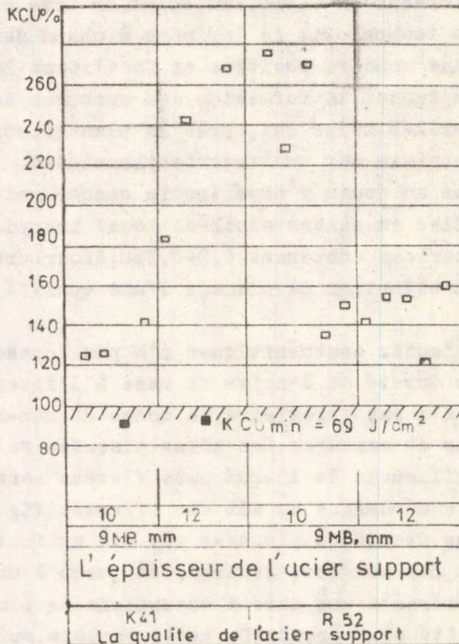


Fig.5-Valeurs relatives de la charge à la rupture, de la limite d'écoulement et de la résiliences des tôles en acier carbone plaquées à l'acier inoxydable par rapport aux valeurs imposées.

En même temps, vu le manque de carbone, des carbures ne pour-

ront précipiter dans le plan du placage.

BIBLIOGRAPHIE

[1] Suteu,T.,Popa,C.,Chirilă,M.,Constantinescu,A.,Luca,V.,Groza,I., Coman,A. Consideratii asupra procesului de placare şi a calităţii tablelor obţinute prin explozie,Metalurgia,en cours d'apparition.

[2] Rinchart,J.,Pearson.J. Explosive Working of Metals.New York, Pergamon Press,1963.

[3] Gelman,A.S.,Ciudnovski,B.D. Temahovici B.D.,Plakirovanie stali vrzvrom.Moscva,Maşinostroenie,1978.

[4] Gluhih,L.P.Kozlov,V.I. Osobenosti structurî dvuhsloinoi stali 22K+08X18H10T posle termomehaniceskoi obrabotki,Metallovedenie i termiceskaia obrabotka metallov,nr.10,1982,p.45-48.

[5] Groza,I.,Constantinescu,A.,Coman,A.,Bojin,D. Aspecte structurale ale tablelor placate prin explozie,Metalurgia,vol.36,nr.7, 1984,p.346-348.

CONSTANTINESCU,A.,GROZA,I.,LUCA,V.

OBTINEREA TABLELOR PLACATE PRIN EXPLOZIE

Rezumat

In lucrare sînt prezentate principalele fenomene care apar la placarea tablelor din oţeluri obişnuite cu rezistenţă mecanică mare cu materiale inoxidabile.Fenomenele studiate au stat la baza stabilirii tehnologiei optime de placare.

LA REALISATION DES TOLES PLAQUEES PAR EXPLOSION

Resumé

On présente les principaux phénomènes qui survienent au placage des aciers communs à résistance mécanique élevée avec des matériaux inoxydables et qui ont constitués la base de la techologie optime du placage.

LE CHAMP ÉLECTRIQUE PRODUIT PAR UNE DISTRIBUTION UNIFORME DE CHARGE ÉLECTRIQUE SUR UNE CONFIGURATION EN FORME DE RECTANGLE

Andrei Nicolaide,
Docteur-ingénieur,
Professeur à l'Université de Braşov

En utilisant les expressions de forme finie pour le potentiel et l'intensité du champ électrique, établies antérieurement par l'auteur dans la référence [1] , on étudie les courbes de variation de ces grandeurs dans l'espace.

L'examination de ces courbes est utile pour le calcul de certains champs électriques tridimensionnels par la méthode des charges équivalentes.

Expressions de calcul

Dans une étude antérieure [1] , nous avons établi des expressions de forme finie pour le potentiel et l'intensité du champ électrique, produits par une distribution uniforme de charge électrique d'une configuration en forme de rectangle.

Pour étudier la variation du potentiel et des composantes de l'intensitée du champ électrique on peut établir un programme de calcul.

En connaissant la variation dans l'espace des grandeurs du champ électrique, on peut estimer les particularités de la méthode des charges équivalentes, pour le calcul de certains champs électriques.

1. Étude de la variation du potentiel et des composantes de l'intensité du champ électrique dans l'espace

Dans cet article les formules designées entre parenthèses par deux nombres séparés par un point, se rapportent à la référence [1] .

Le potentiel en un point est donnée par l'expression (2.23).

$$V(M) = V(x,\ y,\ z) = \frac{\rho_s}{4\pi\varepsilon_0}\, I_D \ . \qquad (2.23)$$

où

$$I_D = C_1 - C_2 \qquad (2.18)$$

avec

$$C_1 = \sum_{n=1}^{2} \sum_{m=1}^{2} (S_{xmn} + S_{ymn}), \qquad (2.19)$$

$$\alpha = -1$$

$$S_{xmn} = \alpha^n \alpha^m \left(y + \alpha^m \frac{b}{2}\right) \ln\left[\left(x + \alpha^n \frac{a}{2}\right) + T_{mn}\right].$$

$$S_{ymn} = \alpha^m \alpha^n \left(x + \alpha^n \frac{a}{2}\right) \ln\left[\left(y + \alpha^m \frac{b}{2}\right) + T_{mn}\right].$$

$$T_{mn} = \left[\left(x + \alpha^n \frac{a}{2}\right)^2 + \left(y + \alpha^m \frac{b}{2}\right)^2 + z^2\right]^{1/2},$$

(2.20 a,b,c,d)

$$C_2 = \sum_{m=1}^{2} \sum_{n=1}^{2} z\, \alpha^m \alpha^n (\mathrm{arc\ tg}\ A_{mn} - \gamma_{mn}) \qquad (2.21)$$

$$A_{mn} = \frac{\left(x + \alpha^n \frac{a}{2}\right)\left(y + \alpha^m \frac{b}{2}\right)}{z T_{mn}},$$

$$B_m = \frac{z}{y + \alpha^m \frac{b}{2}}, \qquad (2.22\ a,b)$$

$$\gamma_{mn} = 0\ ,\ \forall\ A_{mn} B_m < 1 \qquad (2.22\ c)$$

Relativement à l'expression (2.21) on peut remarquer que, tenant compte des expressions (2.22 a,b), la relation (2.22 c) est toujours remplie. C'est pourquoi, les termes de l'expression (2.23) peuvent être introduits facilement dans un programme de calcul.

Les composantes de l'intensité du champ électrique en un point sont données par les expressions (2.24), (2.25), (2.26) et, elles aussi peuvent être introduites facilement dans un programme de calcul.

$$E_x = -\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{\rho_s}{4\pi\varepsilon_0}\sum_{m=1}^{2}\sum_{n=1}^{2}\alpha^m\alpha^n \ln\left[\left(y + \alpha^m \frac{b}{2}\right) + T_{mn}\right], \tag{2.24}$$

$$E_y = -\frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\rho_s}{4\pi\varepsilon_0}\sum_{m=1}^{2}\sum_{n=1}^{2}\alpha^m\alpha^n \ln\left[\left(x + \alpha^n \frac{a}{2}\right) + T_{mn}\right], \tag{2.25}$$

$$E_z = -\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\rho_s}{4\pi\varepsilon_0}\sum_{m=1}^{2}\sum_{n=1}^{2}\alpha^m\alpha^n \operatorname{arc\,tg} A_{mn} . \tag{2.26}$$

2. Établissement du programme de calcul

Le programme de calcul est en principe simple. Toutefois, on doit tenir compte de certains particularités.

Notamment, pour $z = 0$, l'expression (2.22 a) devient infinie, tandis que le premier terme entre parenthèses, de l'expression (2.21), devient égal à $\pm\frac{\pi}{2}$ avec le signe de $z \longrightarrow 0$

Pour la condition:

$$z = 0 \ \wedge \ x + \alpha^n \frac{a}{2} = 0 \ \wedge \ y + \alpha^m \frac{b}{2} = 0$$

on doit lever l'indétermination des expressions (2.20 a,b) de S_{xmn} et S_{ymn} ce qui est facile de réaliser en introduisant, dans le programme, par un saut conditionnel, la valeur correspondante, à savoir zero.

Pour la même condition, de ci-dessus, les valeurs données

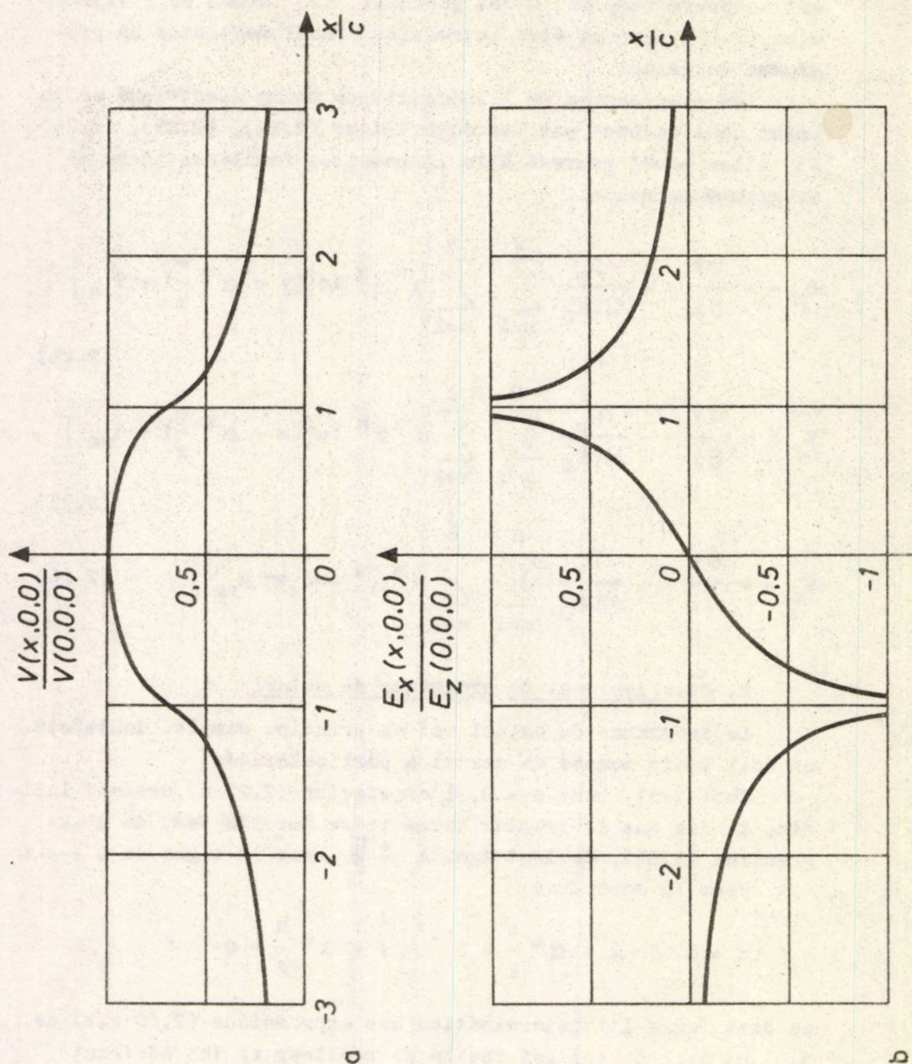


Fig. 1

par les expressions (2.24) et (2.25), de E_x et E_y deviennent infinies, parce que, dans le calcul intervient le logarithme d'un nombre égal à zéro. Ces valeurs correspondent au fait que l'intensité du champ électrique est infinie au bord de la plaque. On peut éviter cette difficulté en introduisant pour ce caz, à la place de zéro, un nombre très petit, par un saut conditionnel.

Nous avons préparé le programme en language FORTRAN IV.

Il est utile de connaître, comme référence, la valeur du facteur I_D de l'expression (2.23) du potentiel, donnée par la relation (2.18) à l'origine du système de coordonnées. Dans ce cas, c'est à dire pour x = y = z = 0, on obtient:

$$I_D = b \ln \frac{a + \sqrt{a^2 + b^2}}{-a + \sqrt{a^2 + b^2}} + a \ln \frac{b + \sqrt{a^2 + b^2}}{-b + \sqrt{a^2 + b^2}}$$

L'intensité de la composante E_z du champ électrique au même point est

$$E_z(0,0,0) = \frac{\rho_s}{4\pi\varepsilon_0} 2\pi = \frac{\rho_s}{2}$$

Les courbes obtenues pour une plaque ayants les dimensions a = b = c, donc en forme de carré, sont representées dans la figure 1.

Bibliographie

[1] Nicolaide, A., Les champs électriques produits par des distributions uniformes de charges électriques sur des configurations en forme de bande infinie et rectangle, Bul. Univ. Braşov, serie A, vol. XXV, 1983, pag.133-146.

NICOLAIDE, A.

CIMPUL ELECTRIC PRODUS DE O DISTRIBUTIE UNIFORMA DE SARCINA ELECTRICA PE O CONFIGURATIE IN FORMA DE DREPTUNGHI

Rezumat

Utilizînd expresiile de formă finită pentru potenţial şi intensitatea cîmpului electric, stabilite anterior de autor în lucrarea [1], se studiază variaţia acestor mărimi în spaţiu.

Examinarea acestor curbe este utilă pentru calculul unor cîmpuri electrice tridimensionale, prin metoda sarcinilor echivalente.

THE ELECTRIC FIELD PRODUCED BY A UNIFORM DISTRIBUTION OF ELECTRIC CHARGE OF A CONFIGURATION HAVING THE FORM OF A RECTANGLE

Abstract

By using the expressions of closed form for the potential and the intensity of the electric field, established previously by the author in reference [1], the curves of variation in space of these quantities are studied.

The examination of these curves is useful for the calculation of certain three-dimensional electric fields by the method of equivalent charges.

A THEOREM OF MONO-ALTERNANCE SYNCHRONOUS COMMUTATION

Ioan Matlac
Senior Lecturer, D. Eng.
University of Braşov

In the paper the poly-monophase commutator is considered in a mono-alternance synchronous commutation duty. In this duty the commutating process of the resistive branch with a strongly inductive character is analysed and the expression of the current through the branch is deduced; the expression constitutes a synchronous commutation theorem.

Introduction

The mono-alternance synchronous commutation is a process specific of the functioning of electric rectifier - and non-automatic electric inverter commutators.

Papers [1], [2] presented the mathematical model corresponding to the functioning of the ideal poly-monophase commutator in symmetrical mono-alternance synchronous duty. In the present paper the expression of the current through the load branch in non-stop current duty for the functioning of the commutator in symmetrical mono-alternance synchronous duty is deduced; the load is considered resistive with a strongly inductive character ($R \neq 0$; $L = \infty$). The expression represents a theorem of the mono-alternance synchronous commutation.

1. Statement of the theorem

For the symmetrical mono-alternance synchronous commutation of the resistive branch with a strongly inductive character ($R \neq 0$; $L = \infty$; $E \neq 0$) in the phases of a polyphase voltage system, the current through the branch in permanent

uninterrupted current duty is constant and equal to:

$$I = \frac{U_{d\alpha} - E}{R} = \frac{U_{d0} \cos\alpha - E}{R}, \qquad (1)$$

where: $U_{d\alpha}$ is the mean value of the voltage applied to the branch; α-is the angle corresponding to the transition into conduction of the commutating elements.

2. Demonstration

Let be the circuit in Fig. 1 with commutator K in symmetrical mono-alternance synchronous commutation duty. The symmetrical mono-alternance synchronous commutation duty is characterized by the following features: each commutation element commutes synchronously with the voltage of the corresponding phase only once within an alternance; the angle of passing into conduction is the same for all commutation elements.

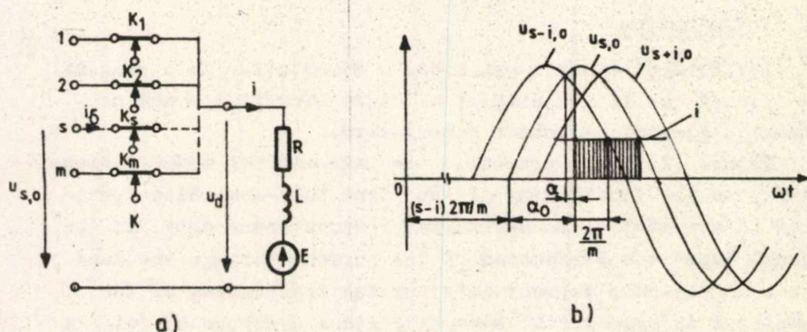


Fig. 1.

The circuit equation for the conduction interval of the commutation element K_s is:

$$L \frac{di}{dt} + iR = U_m \sin\left[\omega t - (s-1)\frac{2\pi}{2m}\right] - E, \qquad (2)$$

with the initial condition: $i\left[\omega t = (s-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha_0\right] = I_{0n}$

The solution of the equation is [5] :

$$i = i_s = I_m \sin\left[\omega t - (s-1)\frac{2\pi}{m} - \varphi\right] - \frac{E}{R} - \left[I_m \sin(\alpha_0 - \varphi) - \frac{E}{R}\right] e^{-\left[\omega t - (s-1)\frac{2\pi}{m} - \alpha_0\right]\mathrm{ctg}\varphi} + I_{0n}\, e^{-\left[\omega t - (s-1)\frac{2\pi}{m} - \alpha_0\right]\mathrm{ctg}\,\varphi}$$

In the permanent uninterrupted current duty:

$$I_{0n} = I_{0\infty} = I_m \frac{\sin\left(\alpha_0 + \frac{2\pi}{m} - \varphi\right) - \sin(\alpha_0 - \varphi)\, e^{-\frac{2\pi}{m}\mathrm{ctg}\varphi}}{1 - e^{-\frac{2\pi}{m}\mathrm{ctg}\,\varphi}} - \frac{E}{R} \tag{4}$$

The expression (4) was obtained from relation (3) on condition that

$$I_{0n} = I_{0\infty} = i\left[\omega t = (s-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha_0\right] = i\left[\omega t = (s-1)\frac{2\pi}{m} + \alpha_0 + \frac{2\pi}{m}\right]. \tag{5}$$

For $R \neq 0$, $L = \infty$, from equation (2) results: $\frac{di}{dt} = 0$ and thus, i = constant. The value of the current in the permanent uninterrupted current duty, for $R \neq 0$ and $L = \infty$, is obtained from expression (4):

$$I_{0\infty\,(R\neq 0)\,(L=\infty)} = I_m \lim_{\varphi \to \frac{\pi}{2}} \frac{\sin\left(\alpha_0 + \frac{2\pi}{m} - \varphi\right) - \sin(\alpha_0 - \varphi)\, e^{-\frac{2\pi}{m}\mathrm{ctg}\varphi}}{1 - e^{-\frac{2\pi}{m}\mathrm{ctg}\,\varphi}} - \frac{E}{R} =$$

$$= I_m \frac{m}{\pi} \sin \frac{\pi}{m} \cos (\alpha_0 + \frac{\pi}{m} - \frac{\pi}{2}) - \frac{E}{R} =$$

$$= K_m \frac{U_m}{R} \cos (\alpha_0 + \frac{\pi}{m} - \frac{\pi}{2}) - \frac{E}{R} . \qquad (6)$$

Taking into account the relation:

$$\alpha_0 = \alpha + (\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m})$$

we obtain

$$I_{0\infty} = I = K_m \frac{U_m}{R} \cos \alpha - \frac{E}{R} = \frac{U_{d0} \cos \alpha - E}{R} = \frac{U_{d\alpha} - E}{R} .$$

Relation (1) is known in the literature of the field and is employed in the rectification theory [3],[4]. However, in the rectification theory relation (1) is not considered a theorem, which may be accounted for by the fact that in the papers so far published the rectifying process is not considered a particular case of the synchronous commutation duty.

References

[1] Matlac, I., R,L,E Branches' Synchronous Commutation to the Phases of a Poliphase Voltages System. The Second National Conference on Electrical Drives Proceedings, Cluj, 1980.

[2] Matlac, I., Teoria comutatorului poli-monofazat ideal. In: Lucrările Conferinţei Naţionale de Electrotehnică şi Electroenergetică. Timişoara, 17-18 septembrie 1982, vol. 9, pag. 131-141.

[3] Bulgakov, A.A., Novaja teorija upravljaemih vjprjamitelej. Izd. Nauka, Moskva, 1970.

[4] Möltgen, G., Netzgeführte Stromrichter mit Thyristoren. Siemens Aktiengesellschaft, 1970.

[5] Matlac, I., Convertoare electrice. Universitatea din Braşov, 1983.

MATLAC, I.

O TEOREMA A COMUTARII SINCRONE MONOALTERNANTA

Rezumat

In lucrare, se consideră comutatorul poli-monofazat în regim de comutare sincronă monoalternanţă. In acest regim, se analizează procesul comutării ramurii rezistive cu pronunţat caracter inductiv şi se deduce expresia curentului prin ramură; expresia constituie o teoremă a comutării sincrone.

EIN LEHRSATZ DER SYNCHRONEN EINWECHSEL-KOMMUTIERUNG

Zusammenfassung

In der Arbeit wird der mehrphasig-einphasige Kommutator im synchronen Kommutierungsbetrieb untersucht. In einem solchen Betrieb wird der Kommutierungsvorgang in einem rezistiven Zweig mit stork induktivem Charakter analysiert und der Ausdruck für den Zweigstrom abgeleitet; der Ausdruck ist ein Lehrsatz der synchronen Kommutierung.

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV
Comanda: 201/1985
Multiplicat în cadrul sectorului
Reprografie

